

Guido, Robyn

From: Mariano, Vincent
S nt: Friday, September 19, 2003 12:02 PM
To: Guido, Robyn
Subject: RE: Hi :)

1/19/1

DIALOG(R) File 351:Derwent WPI

(c) 2003 Thomson Derwent. All rts. reserv.

013618855 **Image available**

WPI Acc No: 2001-103063/200111

XRPX Acc No: N01-076489

Drive for producing relative movement between two circumferentially rotatable components in vehicle clutch system has engagement means fixed relative to first component and engaging between two adjoining windings of wound spring

Patent Assignee: LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU GMBH (LAMG); LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS (LAMG); LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH (LAMG);
 RABER C (RABE-I)

Inventor: RABER C

Number of Countries: 032 Number of Patents: 012

Patent Family:

Patent No	Kind	Date	Applicat No	Kind	Date	Week
WO 200103984	A2	20010118	WO 2000DE2275	A	20000711	200111 B
DE 10033649	A1	20010215	DE 1033649	A	20000711	200111
FR 2796435	A1	20010119	FR 20008975	A	20000710	200112
AU 200065569	A	20010130	AU 200065569	A	20000711	200127
GB 2368380	A	20020501	WO 2000DE2275	A	20000711	200237
			GB 2002655	A	20020114	
US 20020065171	A1	20020530	US 200240771	A	20020109	200240
BR 200011626	A	20020618	BR 200011626	A	20000711	200249
			WO 2000DE2275	A	20000711	
KR 2002020760	A	20020315	KR 2001716821	A	20011228	200263
CN 1373840	A	20021009	CN 2000812725	A	20000711	200309
DE 10081936	T	20030116	DE 1081936	A	20000711	200313
			WO 2000DE2275	A	20000711	
JP 2003504570	W	20030204	WO 2000DE2275	A	20000711	200320
			JP 2001509620	A	20000711	
ZA 200200263	A	20030326	ZA 2002263	A	20020111	200327

Priority Applications (No Type Date): DE 1015205 A 20000327; DE 1032505 A 19990712; DE 1063238 A 19991227

Patent Details:

Patent No Kind Lan Pg Main IPC Filing Notes

WO 200103984 A2 G 85 B60T-008/00

Designated States (National): AG AT AU BR CA CH CN CZ DE DK DZ ES GB GE

HU IN JP KR MX MZ NO PL PT RU SE SI SK UA US YU ZA

DE 10033649 A1 F16H-025/20

FR 2796435 A1 F16H-025/20

AU 200065569 A B60T-008/00 Based on patent WO 200103984

GB 2368380 A F16H-019/00 Based on patent WO 200103984

US 20020065171 A1 B60K-041/02

BR 200011626 A B60T-008/00 Based on patent WO 200103984

KR 2002020760 A F16H-019/00

CN 1373840 A F16H-019/00

9/19/2003

DE 10081936 T B60T-008/00 Based on patent WO 200103984
 JP 2003504570 W 97 F16D-028/00 Based on patent WO 200103984
 ZA 200200263 A 130 B60T-000/00

Abstract (Basic): WO 200103984 A2

NOVELTY - At least one fixed engagement means (27) fixed relative to a first component (10) engages between two adjoining windings of a wound coil or spiral spring (35) rotationally secured relative to the second component. One component is driven in rotation relative to the other.

DETAILED DESCRIPTION - The centre axis of the spring intersects the centre axis of the second component part inside the second part. Independent claim describes belt drive and friction clutch in motor vehicle gearbox.

USE - for vehicle drive systems

ADVANTAGE - is cost-effective and maintenance-friendly. The two component parts can be mounted coaxial with each other

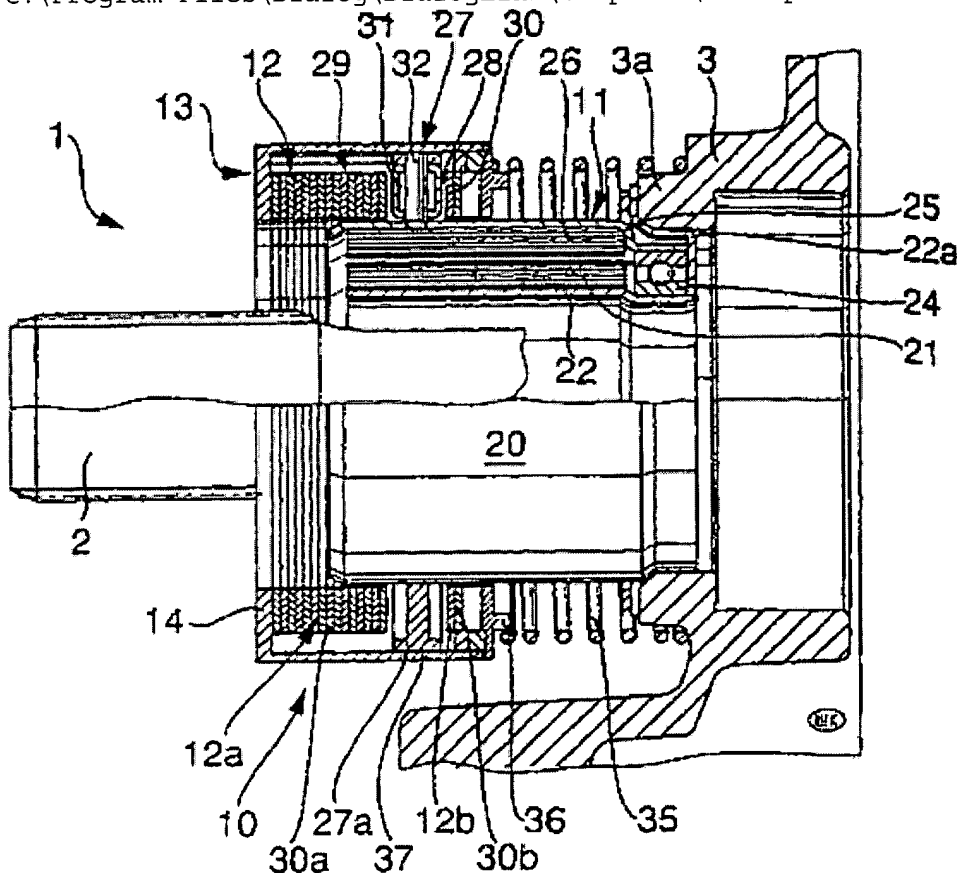
DESCRIPTION OF DRAWING(S) - shows section through axial drive component parts (11, 13)

coil spring (35)

fixed engagement means (27)

pp; 85 DwgNo 1/26

C:\Program Files\Dialog\DialogLink\Graphics\7C.bmp



Title Terms: DRIVE; PRODUCE; RELATIVE; MOVEMENT; TWO; CIRCUMFERENCE;
 ROTATING; COMPONENT; VEHICLE; CLUTCH; SYSTEM; ENGAGE; FIX; RELATIVE;
 FIRST; COMPONENT; ENGAGE; TWO; ADJOIN; WIND; WOUND; SPRING
 Derwent Class: P54; Q13; Q18; Q63; Q64
 International Patent Class (Main): B60K-041/02; B60T-000/00; B60T-008/00;
 F16D-028/00; F16H-019/00; F16H-025/20

International Patent Class (Additional): B23B-031/24; F16D-013/75;
F16D-023/12; F16D-023/14; F16D-025/00; F16D-027/108; F16F-015/131;
F16H-009/04; F16H-055/56
File Segment: EngPI
?

-----Original Message-----

From: Guido, Robyn
Sent: Friday, September 19, 2003 11:54 AM
To: EX_Library
Subject: Hi :)

Can you please provide me with an English Abstract for DE 100 33 649 A1 filed 07/11/2000
charge to client 03191/000N076-US0
Thank you!
(let me know if you need any other info)

Robyn Guido
Secretary
Darby & Darby P.C.
805 Third Avenue
New York, NY 10022
(212)836-3742 (direct)
(212)753-6237 (fax)

<http://www.darbylaw.com>



⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ Off nl gungsschrift
⑩ DE 100 33 649 A 1

⑤ Int. Cl.7:
F 16 H 25/20
F 16 H 9/04
F 16 D 23/12
F 16 F 15/131

⑲ Aktenzeichen: 100 33 649.3
⑳ Anmeldetag: 11. 7. 2000
㉑ Offenlegungstag: 15. 2. 2001

DE 100 33 649 A 1

⑤⑥ Innere Priorität:

199 32 505. 7	12. 07. 1999
199 63 238. 3	27. 12. 1999
100 15 205. 8	27. 03. 2000

⑦① Anmelder:

LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815
Bühl, DE

⑦② Erfinder:

Raber, Christoph, 66564 Ottweiler, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Antrieb

⑤① Die Erfindung betrifft einen Axialantrieb zur Umformung einer Rotationsbewegung in eine Axialbewegung.

DE 100 33 649 A 1

DE 100 33 649 A 1

1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Antrieb bestehend aus zwei zueinander angeordneten Bauteilen, die mittels eines Drehantriebs in Umfangsrichtung zur Erzielung einer Relativbewegung der Bauteile gegeneinander verdrehbar sind.

Derartige Antriebe sind als Axialantriebe oder Axialgetriebe sind insbesondere als Spindelgetriebe bekannt, bei denen beispielsweise eine Spindel mit Außengewinde mittels eines Drehantriebs, wie beispielsweise eines Elektromotors, oder manuell in einer Hülse mit Innengewinde verdreht und dadurch eine axiale Verlagerung der Spindel gegen die Hülse erreicht wird. Diese Axialantriebe sind beispielsweise in Spindelpressen eingesetzt. Der maximale axiale Hub ergibt sich aus der Gewindesteigung und der Anzahl der Spindelumdrehungen. Gleichzeitig legt die Gewindesteigung die Übersetzung des Getriebes fest, die als Hub pro Umdrehung definiert werden kann. Weiterhin sind derartige Antriebe bei einer Verlagerung der beiden Bauteile in radiale Richtung als Spannzangen zur Fixierung von Teilen bekannt.

Die Übersetzung in Abhängigkeit von der Gewindesteigung und weiterhin vom Spindeldurchmesser ist oftmals, insbesondere in Verbindung mit schnell drehenden und/oder bezüglich der Leistung begrenzten Drehantrieben, wie beispielsweise Elektromotoren, zu klein. Weiterhin sind derartige Spindelgetriebe aufwendig in der Herstellung und daher kostenintensiv. Bei unzureichender Wartung weist der Spindelantrieb weiterhin einen hohen Reibkoeffizienten auf.

Aufgabe der Erfindung ist daher, einen einfach herzustellenden und kostengünstigen Antrieb mit einer großen Übersetzung vorzuschlagen, der zudem wartungsfreundlich und einfach anzusteuern ist.

Die Aufgabe wird beispielsweise durch einen Axialantrieb zumindest bestehend aus zwei Bauteilen gelöst, die gegeneinander zur Erzeugung einer axialen Relativbewegung in Umfangsrichtung verdrehbar sind, wobei zumindest ein Bauteil gegenüber dem anderen drehangetrieben ist, und zumindest ein bezüglich des ersten Bauteils axial fixiertes Eingriffsmittel radial zwischen zwei benachbarte Windungen einer dem zweiten Bauteil drehfest zugeordneten Schraubenfeder eingreift. Daraus ergibt sich folgende Funktion: das erste Bauteil stützt sich an dem zweiten Bauteil mittels des zumindest einen Eingriffsmittels axial ab und bei einer Verdrehung der beiden Bauteile in Umfangsrichtung wird der Federdraht an dem Eingriffsmittel vorbeigeführt, so daß in Abhängigkeit von der Anzahl der Umdrehungen ein variabler Schraubenfederabschnitt entsteht, auf dem sich das Eingriffsmittel abstützen kann und somit eine axiale Verlagerung der beiden Teile gegeneinander erfolgen kann. Von Vorteil kann es sein, wenn die Bauteile zueinander coaxial angeordnet sind.

Außerdem kann es vorteilhaft sein, wenn die Windungen der Schraubenfeder im wesentlichen und bis auf die Spreizung durch das Eingriffsmittel auf Anschlag oder Block angeordnet sind, da es hierdurch möglich ist, in Abhängigkeit von der Drahtstärke der Schraubenfeder sehr große Übersetzungen zu realisieren und gleichzeitig die übertragbare Kraft durch die aneinander anliegenden Windungsgänge zu erhöhen. Andererseits ist mit nicht aneinander anliegenden Windungsgängen eine elastische Übertragung von Kräften entlang des axialen Weges in Abhängigkeit von der Federkonstante der Schraubenfeder und des Windungsabstands bei vorgegebener axialer Ausdehnung des Eingriffsmittels möglich.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann der Axialantrieb in Zug- und Schubrichtung angewendet werden, wobei in Zugrichtung an dem axial beweglichen Bauteil das axial zu bewegendes Element eingehängt werden kann. Die

2

Schraubenfeder ist drehfest auf dem zweiten Bauteil befestigt und in vorteilhafter Weise an ihren Enden mit dem zweiten Bauteil fest verbunden, beispielsweise in entsprechenden Aufnahmen eingehängt, vertieft oder verschweißt. Auf diese Weise gleicht das zweite Bauteil mit der Schraubenfeder einer Spindel mit einem Außengewinde mit dem Vorteil, daß die einzelnen Gewindengänge aneinander angelegt werden können, indem die Federwindungen auf Block gehen und dadurch eine deutliche Verkürzung des "Gewindes" mit einer entsprechenden Vergrößerung der Übersetzung erfolgt und eine Aufspreizung der aneinander liegenden Gewindengänge nur an der Stelle des radialen Eingriffs des Eingriffsmittels erfolgt, das heißt, gegenüber einer Spindel muß nur dieser Teil des Gewindes in seinem realen Ausmaß bereit gehalten werden, während an den anderen Stellen die axiale Ausdehnung des Bauteils verkürzt vorgehalten werden kann. Insbesondere aus Kostengründen kann es bei steifen Federn vorteilhaft sein, nur ein Ende drehfest an dem zweiten Bauteil zu fixieren.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann sich das Eingriffsmittel insbesondere bei hohen zu übertragenden Axialkräften jeweils in Zug- oder Schubrichtung an mehreren Windungen oder Windungsgängen axial abstützen, im Sinne der Optimierung des axialen Bauraums ist es jedoch vorteilhaft, daß sich das Eingriffsmittel nur an einer Windung, das heißt, vorzugsweise über einen einzigen Umfang oder einen Teil eines Umfangs abstützt, in übertragenem Sinne hat das "Gewinde" also einen "Gewindengang". Durch das Eingriffsmittel wird in diesem Fall die Schraubenfeder in zwei Schraubenfederabschnitte unterteilt, wobei sich das Eingriffsmittel jeweils in Abhängigkeit von der Kraftübertragungsrichtung - Zug oder Schub - auf einem axial abstützt.

Die Anordnung der Schraubenfeder in dem zweiten Bauteil erfolgt vorteilhafterweise coaxial zum zweiten Bauteil, wobei die Eingriffsmittel im Bereich ihres Eingriffs in die Schraubenfeder den axialen Verlauf der Schraubenfeder nachbilden können. Eine andere Ausgestaltung des Axialantriebs sieht Eingriffsmittel vor, die annähernd rechtwinklig zur Mittelachse des zweiten Bauteils angeordnet sind, wobei hier die Mittelachse der Schraubenfeder gegen die Mittelachse des zweiten Bauteils so verdreht ist, daß die Windungen der Schraubenfeder annähernd plan auf den Eingriffsmitteln zur Anlage kommen.

Die Form des Federdrahtes der Schraubenfeder kann nach dem erfinderischen Gedanken vom üblichen runden Querschnitt abweichen und ein Federband mit mehr oder weniger ausgeprägten Kanten sein. Beispielsweise kann ein rechteckiger Querschnitt des Federbandes vorteilhaft sein, wobei die lange Seite - die Bandbreite - radial und die schmale Seite - die Bandstärke - axial ausgerichtet sein kann. Versuche und Berechnungen haben gezeigt, daß ein Verhältnis der Bandbreite zur Bandstärke größer 1 : 1, vorzugsweise 3 : 1 bis 60 : 1 vorteilhaft sein kann.

Weiterhin ist die Bandstärke einerseits für die übertragbare Kraft und für die Übersetzung maßgeblich, wobei die Optimierung beider Größen gegenläufig ist. So kann es vorteilhaft sein, bei großen Antrieben zur Übertragung hoher Axialkräfte eine Draht- oder Bandstärke bis zu 5 mm oder in speziellen Fällen darüber zu wählen, in einer Mehrzahl der Anwendungsfälle dürfte die Draht- oder Bandstärke eher bei kleiner 2 mm, vorzugsweise um 1 mm liegen, beispielsweise wenn der Axialantrieb als Ausrücker für eine Reibungskupplung für ein Kraftfahrzeug verwendet wird. In speziellen Anwendungsfällen, beispielsweise zur Erreichung sehr großer Übersetzungen kann die Federband- oder Federdrahtstärke sogar bis zu 0,1 mm reduziert werden. Eine Korrelation der Breite beziehungsweise des Durchmessers des Federbandes zum Außendurchmesser des Bandes

DE 100 33 649 A 1

3

kann neben dem verwendeten Material – vorzugsweise Federstahl, aber auch in weniger anspruchsvollen Anwendungen andere Metalle oder Kunststoffe – zur Charakterisierung der Feder- und Kraftübertragungseigenschaften in Abhängigkeit von der Bandbreite vorteilhaft sein. Bei den üblicherweise verwendeten Bandbreiten kann ein Verhältnis des Außendurchmessers der Schraubenfeder zur radialen Breite des Federbandes im Bereich von 100 : 1 bis 1 : 1, vorzugsweise von 30 : 1 bis 5 : 1 bei einem Verhältnis des Durchmessers der Schraubenfeder zur Bandstärke im Bereich von 700 : 1 bis 25 : 1, vorzugsweise von 200 : 1 bis 40 : 1 vorteilhaft sein.

Die Länge des Axialantriebs ist durch die verschiedenen Anwendungsfälle vorgegeben und bestimmt sich im wesentlichen aus der Anzahl der Windungen und deren Drahtstärke beziehungsweise Bandstärke, wobei die Anzahl von Windungen bei 3 bis 300, vorzugsweise 5 bis 50 betragen kann.

Für spezielle Ausführungen kann es vorteilhaft sein, dass der Axialantrieb über den axialen Weg unterschiedliche Steigungen aufweist. Beispielsweise kann die Schraubenfeder beziehungsweise das Gewindeband über ihre axiale Erstreckung unterschiedlich große, beispielsweise zwei unterschiedliche Durchmesser aufweisen, wobei an den beiden Durchmessern das Band über unterschiedliche Steigungen geführt wird und das Band unterschiedliche, auf die unterschiedlichen Durchmesser angepasste Steigungen aufweisen kann. Weiterhin kann beispielsweise ein im Querschnitt trapezförmiges Federband vorgesehen sein, dessen angeschrägte Fläche auf ballig ausgeformten Eingriffsmitteln wie Stiften abrollt, wobei zur Einstellung der unterschiedlichen Steigungen das Federband in der Dicke variiert werden kann. Diesbezüglich kann die Selbsthemmung über den Verstärkungsfaktor des axialen Vortriebs über den Axialweg variiert werden kann. So kann es vorteilhaft sein, beispielsweise durch eine Tellerfeder in einer Kupplung vorgegebene Kraftverhältnisse durch unterschiedliche Bandstärken des Gewindebands auszugleichen, so dass ein gleichmäßiger Kraftverlauf entsteht.

Weiterhin kann das Gewindeband beziehungsweise die Schraubenfeder in Verbindung mit einem Sensor, der Bewegung, Position oder dergleichen des Bandes detektiert, als Positionserkennung des Axialantriebs herangezogen werden. Hierzu kann das Band des Gewindebands beispielsweise an einer Stirnfläche eine Oberflächenstruktur aufweisen, die beispielsweise durch einen Inkrementalwegsensor auswertbar ist. Die Oberflächenstruktur kann dabei so ausgestaltet sein, dass eine Endpunkterkennung an zumindest einem Ende des Bandes, die Bandgeschwindigkeit, die Bandbeschleunigung ermöglicht wird. Zur Auswertung, Beschaltung und Fehlerbeurteilung sei auf die einschlägige Literatur im Bereich der Inkrementalwegsensorik sowie der ABS-Sensorik verwiesen.

Es kann auch vorteilhaft sein, zwei oder mehrere Gewindebänder ineinander, beispielsweise radial ineinander geschachtelt und/oder bezüglich ihrer Bandfläche aufeinander liegend auszugestalten, wodurch je nach Anwendung eine günstigere Abrollkinematik, eine Reduzierung der Flächenpressung und dergleichen möglich ist.

Für die Erfindung ist es unerheblich, ob das erste Bauteil mit dem Eingriffsmittel oder das zweite Bauteil mit der Schraubenfeder drehangelerien wird, um eine axiale Beabstandung – in negative oder positive Richtung – zu erzielen. Es kann jedoch insbesondere aus Gründen der geringeren Trägheitsmoment des ersten Bauteils besonders vorteilhaft sein, das Bauteil mit der Schraubenfeder stationär zu betreiben und das Bauteil mit den Eingriffsmitteln anzutreiben.

Es kann weiterhin vorteilhaft sein, beide Teile mit einer vorgegebenen Drehgeschwindigkeit rotieren zu lassen und

4

durch Herbeiführung einer Differenzdrehzahl, beispielsweise durch Bremsen oder Beschleunigen eines Bauteils, eine axiale Verlagerung eines der Bauteile gegen das andere zu erzielen, so daß der Drehantrieb in diesem Sinne auch eine Bremse, beispielsweise ein Elektromagnet oder ein hydraulischer Nehmerzylinder sein kann, der entsprechend ein Bauteil beispielsweise gegen ein ortsfestes Gehäuse abbremsst, wobei die für den Axialantrieb nötige Drehbewegung aus einem rotierenden Gesamtsystem entnommen wird, auf dem der Axialantrieb montiert sein kann. Besonders vorteilhaft kann es insbesondere bei einer nur in eine Richtung rotierenden Welle sein, in Abhängigkeit von der beabsichtigten Axialbewegung ein – beispielsweise das erste – Bauteil gegen ein ortsfestes Gehäuse zu bremsen und das andere Bauteil drehfest mit der Welle zu verbinden. Eine Umkehr der Axialbewegung kann dann hier erreicht werden, indem das andere Bauteil drehfest mit der Welle beziehungsweise dem rotierenden Element verbunden und das beispielsweise erste gegen das Gehäuse gebremst wird. – Zur besseren Verständlichkeit kann man sich diesen Axialantrieb als rotierende Schraube mit einer aufgeschraubten Mutter vorstellen, bei der bei gleicher Drehrichtung einmal die Mutter und einmal die Schraube gegen ein ortsfestes Element abgebremst wird, wobei das eine Mal die Mutter angezogen und das andere Mal die Mutter gelöst wird.

Eine vorteilhafte Ausgestaltung kann beispielsweise eine Kombination aus zumindest einem Freilauf und zumindest einem eine Bremse betätigenden Elektromagneten oder hydraulischem Nehmerzylinder sein, wobei ein Ausgestaltungsbeispiel vorsehen kann, die beiden Bauteile mit jeweils einem Freilauf auf der Welle anzuordnen, wobei die Freiläufe bezüglich ihrer Wirkungsrichtung gegeneinander geschaltet sind, und mit jeweils einer Bremse gegen das Gehäuse versehen sind.

Bei Verwendung des Axialantriebs nach dem erfindungsgemäßen Gedanken in Schub- und Zugrichtung kann es vorteilhaft sein, unterschiedliche Eingriffsmittel, die jedoch in denselben Windungszwischenraum eingreifen und axial voneinander beabstandet sein können, für die Zug- und Schubrichtung vorzusehen.

Das Eingriffsmittel für den Axialantrieb ist nach dem erfindungsgemäßen Gedanken so ausgestaltet, daß die nötige axiale Abstützung auf der Schraubenfeder zur Aufnahme der Axialkräfte erfolgen kann und der radiale Eingriff über den Umfang gesehen zumindest eine Ausnehmung zum Durchführen des Federdrahtes oder -bandes vorsieht. Dabei kann es vorteilhaft sein, das Eingriffsmittel in Form eines Gewingegangs oder als Rampen auszugestalten, um die Schraubenfeder über einen möglichst großen Umfangsweg zu führen und die zwischen dem Eingriffsmittel und der Feder auftretenden Kräfte möglichst gleichmäßig zu verteilen. Das Eingriffsmittel kann dabei an das erste Bauteil mittels üblicher Verbindungstechniken wie Schweißen, Induktionsschweißen, Nieten, Verpressen und dergleichen sowie deren Kombinationen an dem ersten Bauteil befestigt werden. Weiterhin kann zumindest das erste Bauteil mittels Umformtechniken wie Pressen, Tiefziehen, Querschleifen und/oder dergleichen hergestellt werden und die Eingriffsmittel können angeprägt sein, insbesondere die Herstellung von nach diesen Verfahren nicht oder nur unwesentlich nachzuarbeitenden Bauteilen kann besonders vorteilhaft sein.

Aus diesen Anordnungen resultiert – über den Verlauf des Führungsmittels in Umfangsrichtung betrachtet – ein axialer Versatz des Eingriffsmittel bezüglich seines Anfangs- und Endpunktes, wobei zwischen Anfangs- und Endpunkt der Federdraht beziehungsweise das Federband durchgeschleift ist und die Annahme gemacht wird, daß das Eingriffsmittel den Verlauf eines Gewindezuges aufweist. Vorteilhaft kann

DE 100 33 649 A 1

5

6

der Versatz der Eingriffsmittel, zwischen denen der Federdraht geführt ist, um eine Federdrahtstärke sein.

Dabei ist der axiale Versatz so ausgelegt, daß die Eingriffsmittel die Abwicklung des Federdrahts kompensieren, das heißt, daß der Bereich des Eingriffsmittels, der direkt axial von dem durchgeschleiften Federdraht und dem abnehmenden Schraubenfederabschnitt umgeben ist axial um vorteilhafterweise einen Federdrahtdurchmesser in Richtung abnehmendem Schraubenfederabschnitt versetzt ist. Es versteht sich, daß in den Begriff Federdraht jede andere Ausgestaltung wie Federband und dergleichen und umgekehrt einbezogen ist.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann das bis jetzt als Gewindegang beschriebene Eingriffsmittel verschiedene vorteilhafte Ausgestaltungsformen aufweisen. So kann beispielsweise eine Mehrzahl über den Umfang verteilter radial in Richtung Schraubenfeder ausgerichteter, mit dem ersten Bauteil verbundener Stifte in den Windungszwischenraum eingreifen und die Funktion des Gewindeganges übernehmen, wobei es auch hier vorteilhaft sein kann, die Stifte an einen gedachten Gewindegang entsprechend axial anzugleichen. Die Anzahl der Stifte kann entsprechend den Anforderungen zwei bis zwölf, vorzugsweise drei bis fünf sein, wobei es vorteilhaft ist, die Stifte möglich weit, beispielsweise annähernd in die gesamte radiale Breite des Federdrahts eingreifen zu lassen. Weiterhin versteht es sich, für Zug- und Schubrichtung vorteilhafterweise separate Sätze von derartigen Stiften zu verwenden.

Insbesondere zur Optimierung des Wirkungsgrades und zur Minimierung der Reibung kann es vorteilhaft sein, die Eingriffsmittel gegen die Schraubenfeder verdrehbar zu lagern. So sind beispielsweise Ausführungsformen besonders vorteilhaft, bei denen die radial nach innen weisenden Kontaktbereiche mit dem Federdraht, der hier vorteilhafterweise als Federband ausgestaltet ist, der Stifte mit Wälz- oder Gleitlagern versehen sind. Um den radialen Eingriff der Stifte axial weiter zu minimieren, können Ausführungsformen besonders vorteilhaft sein, bei denen sich die Stifte direkt an der Schraubenfeder axial abstützen und die in dem ersten Bauteil um ihre Längsachse verdrehbar mittels Wälz- oder Gleitlagern aufgenommen sind.

Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung kann eine Anordnung von Eingriffsmitteln sein, die über den Umfang auf annähernd gleichem axialen Niveau angeordnet sind, wobei sie zur Nachbildung des axialen Verlaufes des Federdrahts unterschiedliche Durchmesser oder Lager wie Gleit- oder Wälzlager unterschiedlichen Durchmessers, auf den denen sich der Draht axial abstützt, aufweisen.

Nach dem erfinderischen Gedanken können die beiden Bauteile radial ineinander geschachtelt werden, wobei eine Anordnung des zweiten Bauteils radial innerhalb des ersten besonders vorteilhaft sein kann. Insbesondere bei diesen Ausführungsformen ist die Anordnung der Schraubenfeder radial außerhalb des zweiten Bauteils und damit radial zwischen den beiden Bauteilen vorteilhaft.

Ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel weist ein erstes Bauteil mit einer einem Gewindegang oder Segmenten eines Gewindeganges ähnlichen eingelassenen Nuten, in die Wälzkörper eingelegt werden, die radial aus der Nut in die Schraubenfeder eingreifen und dadurch das Eingriffsmittel bilden. Vorteilhaft sind zumindest zwei über den Umfang verteilte Wälzkörper, die auch nachträglich bei bereits zusammengefügten Bauteilen durch eine radial nach außen geführte Öffnung des ersten Bauteils eingeführt werden können, wobei die Öffnung von außen anschließend verschlossen wird. Auf diese Weise können auch die über den Umfang verteilten Stifte nachträglich montiert werden.

Weiterhin können in eine entsprechend, beispielsweise als

ein umlaufender Gewindegang oder Führungsbahn ausgestaltete Nut oder Ausnehmung eine Mehrzahl von Wälzkörpern eingebracht werden, wobei der Gewindegang an seinem End- und Anfangspunkt verbunden werden kann, so daß die Wälzkörper infolge ihrer gegenüber dem Federband unterschiedlichen Relativgeschwindigkeit in der Nut umlaufen können, wobei vorteilhafterweise im Bereich des Übergangs der Wälzkörper vom Ende des Gewindeganges in den Anfang die Nut radial erweitert sein kann und das Federband in diesem Bereich radial innerhalb der Wälzkörper den Gewindegang vorzugsweise ohne Berührung der Wälzkörper axial passieren kann. Diesbezüglich kann es auch vorteilhaft sein, die Wälzkörper in einem mit dem ersten Bauteil verbundenen Wälzkörperkäfig zu führen und nur ein radial erweitertes Nutsegment in dem Bereich vorzusehen, in dem die Wälzkörper das Federband axial passieren. Insbesondere zur besseren Führung der Wälzkörper und einer erhöhten Auflagefläche des Federbandes auf den Wälzkörpern, beispielsweise zur Optimierung der Herzschen Pressung, können diese Tonnenform aufweisen und mittels ihrer Umfangsflächen auf der Nutseite und auf dem Federband abrollen.

Nach dem erfinderischen Gedanken können die beiden Bauteile, beispielsweise zur Verminderung eines Axialspiels oder zur Ausgestaltung spezieller Kraftlinien in Wirkrichtung des Antriebs vorgespannt sein. Hierzu kann die Schraubenfeder selbst dienen, indem eine Druckfeder verwendet wird, die im Einbauzustand die beiden Bauteile axial verspannt werden und/oder indem die Schraubenfeder so abgestimmt wird, daß die Windungen vorteilhafterweise im Einbauzustand auf Block liegen oder gegebenenfalls einen Abstand aufweisen. Zwischen dem ersten Bauteil und der Schraubenfeder kann dabei zumindest ein Lager vorgesehen sein.

Weiterhin kann ein axial wirksamer Energiespeicher wie Schraubenfeder, Gaszylinder oder dergleichen zur Vorspannung der beiden Teile verwendet werden, der zumindest eine Schraubendruckfeder, die sich axial an beiden Teilen abstützt, sein oder aus über den Umfang verteilten Blaufedern bestehen kann, deren Enden jeweils an den beiden Bauteilen befestigt sind, und die gleichzeitig die beiden Bauteile aufeinander zentrieren können. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, zumindest ein Bauteil, vorzugsweise das axial verlagere, mittels einer Kompensationsfeder mit einem feststehenden Gehäuse axial zu verspannen, wobei diese Kompensationsfeder ebenfalls zentrierende Wirkung zeigen kann.

Eine weitere vorteilhafte Möglichkeit der Zentrierung der beiden Bauteile gegeneinander und damit der Schraubenfeder, insbesondere bei Anwendungen ohne Kompensationsbeziehungswise Vorspannfeder, kann die selbstzentrierende Eigenschaft der Schraubenfeder bezüglich ihrer Längsachse sein. Hierzu kann die Schraubenfeder, insbesondere bei Ausführung des Federdrahts als Federband, ein beispielsweise im Querschnitt V-förmiges Axialprofil aufweisen, bei dem eine Windung in der anderen axial geführt und zentriert wird. Besonders vorteilhaft kann es sein, das V-förmige Profil bezüglich seiner Spitze entgegen der Wirkungsrichtung der Schraubenfeder, das heißt, die Spitze in Bewegungsrichtung des Axialantriebs anzuordnen. Diese Ausgestaltung der Schraubenfeder kann zusätzlich eine weitere Federkonstante zur Abstützen der Federwindungen aufeinander über einen Tellerfedereffekt aufweisen, wenn sich die Windungen bereits gegenseitig berühren und dann weiter axial beaufschlagt werden, so daß eine Schraubenfeder mit zwei Federkennlinien entsteht, wobei die beiden Kennlinien unterschiedlich einsetzbar sind, beispielsweise als Kompensationsfeder und als Dämpfung für die Axialbewe-

DE 100 33 649 A 1

7

gung oder dergleichen.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann der Axialantrieb mittels einer Relativverdrehung der beiden Bauteile gegeneinander betrieben werden. Dies erfolgt über eine differentiellen Winkelgeschwindigkeit der beiden Bauteile, was heißt, daß sich eines der beiden Bauteile im Stillstand oder in einer Rotationsbewegung befinden kann, während das andere Bauteil mit einer anderen Drehzahl gegen dieses verdreht wird. Dazu kann ein Bauteil mittels des Drehantriebs gegen das andere verdreht werden, indem sich der Drehantrieb an diesem oder an einem gehäusefesten Bauteil abstützt. Vorteilhaft kann dabei sein, daß sich das feststehende, beziehungsweise während der Aktivierung des Axialantriebs mit unveränderter Winkelgeschwindigkeit rotierende Bauteil, axial verlagert, um damit beispielsweise ein ebenfalls nicht rotierendes, beziehungsweise mit entsprechender Winkelgeschwindigkeit rotierendes Element ohne eine Vorrichtung zur Kompensation der Drehzahlunterschiede vorsehen zu müssen. Bei vorgegebenem Drehzahlunterschied zwischen dem Bauteil und dem axial zu beaufschlagenden Element, beispielsweise wenn ein Aufbau des Axialantriebs in der Weise erfolgt, daß das axial verlagerte Bauteil rotiert, kann es vorteilhaft sein, die beiden Teile gegeneinander beispielsweise mittels eines Wälzlagers, verdrehbar zu lagern.

Um insbesondere ein Anschlagen der Eingriffsmittel an die Federbefestigung zu vermeiden, kann es vorteilhaft sein, vor Erreichen der Maximalverdrehung der Schraubenfeder einen Anschlag vorzusehen, der in Umfangsrichtung und/oder in axialer Richtung wirken kann und auf die Drehbewegung durch seine Ausgestaltung dämpfend wirken kann, so daß beispielsweise ein Festlaufen der beiden Bauteile am Anschlag verhindert werden kann. Weiterhin kann vorteilhafterweise eine Begrenzung des Drehantriebs in zumindest eine Richtung vor dem Anschlag des Eingriffsmittels am Federende alternativ oder zusätzlich erfolgen. Hierzu kann beispielsweise ein Elektromotor als Drehantrieb entsprechend elektrisch begrenzt werden, indem beispielsweise ein Wegsensor einen maximalen Arbeitsweg überwacht, beispielsweise indem er den zurückgelegten Weg und/oder ein Wegsensor die Anzahl der Läuferumdrehungen erfaßt und bewertet, wobei zumindest ein Wegsensor ein Inkrementalwegsensor sein kann.

Der Drehantrieb kann erfindungsgemäß jede Einrichtung, die ein Bauteil gegenüber dem anderen in eine Rotationsbewegung zu bringen vermag, sein. Als vorzüglich geeignet haben sich hierzu Elektromotoren erwiesen. Weitere Drehantriebe können, insbesondere in Anwendungen ohne elektrische Versorgung oder wenn die Verwendung elektrischer Energie zum Beispiel in explosionsgefährlichen Umgebungen gefährlich ist, Turbinenantriebe, beispielsweise Preßluftturbinen sein, die auch verwendet werden können, wenn das treibende Medium wie Preßluft kostengünstig zur Verfügung steht. Die Anordnung des Drehantriebs kann in vorzugsweiser Ausgestaltung koaxial zu den beiden Bauteilen sein, in besonderen Anordnungen auch achsparallel sein, wobei in diesem Fall ein Getriebe oder Riementrieb das Moment des Drehantriebs auf eines der beiden Bauteile überträgt. Die Übertragung des Moments vom Drehantrieb auf das angetriebene Bauteil kann beispielsweise mittels eines Zahnradgetriebes, Planetengetriebes, einen Riementrieb oder dergleichen über- oder untersetzt sein.

In vorteilhafter Weise fügt sich der Drehantrieb in die Geometrie des Axialantriebs ohne eine maßgebliche Erhöhung dessen Bauraums ein. So kann es von Vorteil sein, wenn der Drehantrieb zumindest innerhalb des radialen Bauraums der beiden Bauteile, vorzugsweise jedoch radial innerhalb des zweiten, beziehungsweise äußeren oder in ei-

8

nem besonders vorteilhaften Ausführungsbeispiel radial innerhalb des ersten, inneren Bauteils bei ineinander geschachtelten Bauteilen untergebracht ist. Dabei können beide Antriebsarten, nämlich der Antrieb des radial äußeren wie des radial inneren Bauteils von Vorteil sein. Besonders vorteilhaft kann die Anordnung des Axialantriebs um eine Welle sein, die sich drehen kann, wobei hierzu das radial innere Teil eine entsprechende Öffnung zum Durchführen der Welle aufweist und der Axialantrieb verdrehbar auf der Welle oder mit dieser rotierend gelagert oder gehäusefest und daher vorzugsweise gegenüber einer rotierenden Welle verdrehbar montiert ist. Die Lagerung des Axialantriebs auf der Welle beziehungsweise Befestigung an einem gehäusefesten Bauteil kann dabei an jedem der beiden Bauteile erfolgen. In diesem Falle kann auch der Drehantrieb um die Welle angeordnet sein, wobei er ebenfalls in Größe des Wellendurchmessers eine Öffnung aufweist. Vorteilhaft ist hierzu die Verwendung eines Elektromotors, dessen Läufer eine derartige Öffnung aufweist. Dabei kann der Läufer drehfest, beispielsweise mittels einer Wellenverzahnung angeordnet und entsprechend das Gehäuse fest mit einem der beiden Bauteile verbunden sein oder verdrehbar auf der Welle gelagert sein.

Vorteilhaft kann weiterhin sein, mehrere, beispielsweise zwei Antriebe radial ineinander zu schachteln, so dass in axialer Richtung zwei Axialantriebe bei minimiertem Bauraum zur Verfügung stehen. So kann beispielsweise eine Doppelkupplung in einem Antriebsstrang mittels eines derartigen Aufbaus ausgestaltet werden, bei der ein radial innen angeordneter Axialantrieb eine Tellerfeder der ersten Kupplung und der radial außen angeordnete Axialantrieb die Tellerfeder der zweiten Kupplung betätigt. Dabei können beide Axialantriebe beispielsweise parallel oder seriell von einem Elektromotor oder beide Antriebe separat von jeweils einem Elektromotor angetrieben werden.

Insbesondere zur Minimierung des Bauraums des Axialantriebs kann es weiterhin vorteilhaft sein, eines der beiden, vorteilhafterweise das axial verlagere Bauteil direkt in den drehenden Teil des Drehantriebs zu integrieren. Ebenso kann das andere Bauteil in das Gehäuse des Drehantriebs integriert sein. In einem entsprechenden Ausführungsbeispiel mit einem Elektromotor als Drehantrieb weist der Läufer des Elektromotors einen Ansatz zur axialen Beaufschlagung eines Elements auf, der durch die erfindungsgemäße Schraubenfeder gebildet oder auf dem die erfindungsgemäße Schraubenfeder drehfest befestigt ist, beispielsweise indem sie in eine im Läufer vorgesehene axiale Nut eingreift. Dabei kann der axiale Ansatz axial gegen den Läufer verlagert werden, beispielsweise kann der Läufer hülsenförmig ausgestaltet sein und der axiale Ansatz radial innerhalb der Hülse axial verlagert werden, so daß in der Grundstellung ohne axialen Versatz der Ansatz nahezu vollständig in dem Läufer untergebracht ist. Am Gehäuse des Elektromotors kann hierzu das Eingriffsmittel vorgesehen sein, das von radial außen in die Schraubenfeder eingreift.

Von Vorteil kann in manchen Anwendungen sein, die Axialbewegung des Axialantriebs selbsthemmend auszugestalten. In anderen Fällen kann es von Vorteil sein, den Axialantrieb nicht selbsthemmend auszugestalten. Ein Parameter, diese Eigenschaften zu beeinflussen kann die Wahl der Steigung des Federdrahtes sein, die zur Herstellung einer selbsthemmenden Ausführung sehr klein ausgelegt und bei nicht selbsthemmenden Ausführungen entsprechend steil ausgelegt werden kann.

In diesem Sinne können auch Ausführungsbeispiele vorgeschlagen werden, die nach dem Anlegen einer hohen Axialkraft vorgespannt werden und nach Wegnahme dieser Kraft in die entgegengesetzte Richtung zumindest teilweise

DE 100 33 649 A 1

9

10

zurücklaufen, das heißt "aufgezogen" werden können. Diese Teilaufgabe kann durch einen Axialantrieb gelöst werden, dessen Relativverdrehung zwischen erstem und zweitem Bauteil elastisch beispielsweise mittels zumindest eines Energiespeichers elastisch abgesülzt wird. So kann beispielsweise im Bereich eines Anschlages des Getriebes ein Energiespeicher aufgeladen werden, der seine Energie über einen Drehimpuls in entgegengesetzter Richtung wieder abgibt, sobald die Drehkraft des mittels eines Freilaufs abgestützten Drehantriebs nachläßt. Weiterhin kann zwischen der Schraubenfeder und einem Gehäuseteil des Eingriffsmittels ein axial wirksamer Energiespeicher vorgesehen werden, gegen dessen Kraftkonstante der Drehantrieb arbeitet, so dass bei nachlassender Kraft des Drehantriebs eine gegebenenfalls vorliegende Selbsthemmung des Axialantriebs in Gegenrichtung aufgehoben oder gemindert wird und eine Umkehr des Axialvorschubs erreicht werden kann, ohne dass der Drehantrieb in umgekehrte Richtung aktiviert werden muß. Weiterhin kann eine Richtungsumkehr des Axialantriebs durch eine elastische Aufhängung des gesamten Antriebs in Umfangsrichtung gegenüber einem Gehäuseteil oder einer Welle erfolgen. Es kann auch von Vorteil sein, die Eingriffsmittel bei Verdrehung durch den Drehantrieb gegen eine nicht selbsthemmende Rampe laufen zu lassen, wobei nach Abschalten des Drehantriebs die Eingriffsmittel wieder zurückgedreht werden und damit eine Axialverlagerung in die entgegengesetzte Richtung des vom Drehantrieb eingeleiteten Axialvorschubs ermöglichen.

Der Axialantrieb kann Teil einer Maschine oder eines Maschinenelements sein, bei dem zwei Maschinenteile axial gegeneinander bewegt werden müssen, beispielsweise bei Handhabungsgeräten, Robotern, Greifeinrichtungen, Pressen, Dreh- und Fräsmaschinen, Zustellvorrichtungen und dergleichen. Weiterhin können beispielsweise die Scheibensätze eines Umschlingungsmittelgetriebes axial beaufschlagt werden. Bei automatischen Schaltgetrieben kann die Schaltaktuatorik zumindest zum Schalten der Gänge und/oder der Synchronisierungseinrichtung verwendet werden. Weiterhin können Linearantriebe wie Scheibenheber, Schiebendachbetätigung und dergleichen vorteilhafterweise mit einem derartigen Axialantrieb realisiert werden. Bei Aufhebung der normalerweise durch die Kräfteverhältnisse gegebenen Selbsthemmung des Axialantriebs kann auch eine Umkehrung der Antriebsrichtung vorteilhaft sein. So kann eine axiale Beaufschlagung des vorgeschlagenen Aufbaus zu einer Drehbewegung umgeformt werden. Zumindest kann beispielsweise eine Kupplung mittels eines in eine Richtung wirksamen Axialantriebs ausgerückt und bei Aufhebung der Selbsthemmung wieder selbsttätig eingerückt werden.

Weiterhin kann der Axialantrieb bei einer zugeführten Kupplung zu einer automatischen Verschleißnachstellung verwendet werden. Dabei wird die Kupplung im Schubmodus eingerückt, das heißt entgegen einer axial die beiden Druckplatten verspannenden Kraft eines Energiespeichers, beispielsweise einer Tellerfeder, zugeführt. Durch Entspannen des Energiespeichers wird die Kupplung ausgerückt und nach dem Ausrücken der Energiespeicher in andere Richtung mittels des Zugmodus aus dem Gleichgewichtszustand gegen einen Anschlag gezogen. Über einen an sich bekannten, in Umfangsrichtung federbeaufschlagt nachstellenden Rampenmechanismus kann ein axial auftretendes Kupplungsspiel ausgeglichen werden.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel nach dem erfinderschen Gedanken sieht die Verwendung des Axialantriebs als Ausrückvorrichtung für eine Reibungskupplung zum An- und Abkoppeln zweier Wellen vor, wobei die Kupplung beispielsweise aus einer mit einer Welle drehfest verbundenen

und mit Reibbelägen versehenen Kupplungsscheibe bestehen kann, die zwischen zwei mittels eines axial wirksamen Energiespeichers gegeneinander verspannbaren, mit der zweiten Welle drehfest verbundenen Druckplatten angeordnet ist, wodurch bei axialer Verspannung der Druckplatten ein Reibschluß über die Reibbeläge und die Druckplatten zwischen den beiden Wellen hergestellt wird. Der Axialantrieb kann dabei die axiale Beaufschlagung des axial wirksamen Energiespeichers, der vorteilhafterweise eine Tellerfeder sein kann, ansteuern und damit die Kupplung ein- und ausrücken.

Vorteilhafterweise kann eine derartige Reibungskupplung für Kraftfahrzeuge zur Verbindung der Antriebswelle wie Kurbelwelle einer Antriebsseinheit wie Brennkraftmaschine mit einer Abtriebswelle wie Getriebeeingangswelle einer Abtriebsseinheit wie Getriebe sein. Für diese Anwendungen kann es weiterhin vorteilhaft sein, den Axialantrieb um die Getriebeeingangswelle anzuordnen.

Ein weiteres Ausführungsbeispiel sieht bei zugeführter Kupplung einen selbsthemmenden Axialantrieb vor, der die Kupplung zudrückt und entgegen der Selbsthemmung wieder ausrückt, wobei in zugeführten Zustand der Drehantrieb nicht permanent aktiv zu sein braucht.

Dabei kann es beispielsweise für die Kinematik der Ausrückvorrichtung von Vorteil sein, den Ausrückweg mit einem die Ausrückkraft unterstützenden axial wirksamen Kraftspeicher auszugestalten. Beispielsweise kann der Ausrückbewegung durch den Drehantrieb des Axialantriebs eine Servofeder überlagert sein, die bei geschlossener Kupplung vorgespannt ist und dadurch den Ausrückvorgang erleichtert beziehungsweise durch Verminderung der Ausrückkräfte beschleunigt. Die Federkonstante kann dabei in ihrem Verhalten linear, progressiv oder degressiv sein und dem Kräftespiel des Ausrückmechanismus – zumindest abhängig von Tellerfeder, Belagfederung und Steifigkeit der Kupplungsteile – angepasst sein, um geringe Ausrückkräfte bei guter Funktionsfähigkeit der Kupplung zu erzielen. Es versteht sich, dass die gewonnenen Erkenntnisse auch für gezogene Kupplungen entsprechend angewendet werden können. Vorteilhaft kann für diesen Zweck auch die Verwendung einer Schnappfeder sein, die entlang des Ausrückwegs zuerst bis zu einem Maximum gespannt wird und dann nach Durchschreiten des Maximums den Drehantrieb durch axiale Kraftentfaltung unterstützt, wobei sie in vorteilhafter Weise die Tellerfederkennlinie unterstützt beziehungsweise kompensiert.

In den Axialantrieb kann zusätzlich ein Ausrücklager integriert sein, das mit einem Teil des Axialantriebs verschnappt sein kann und zusätzlich einen Radialausgleich zwischen Antriebs- und Getriebeeingangswelle kompensieren kann. Dabei kann die Schraubenfeder des Axialantriebs als Vorspannkomponente zur Fixierung des Radialausgleichs benutzt werden.

Desweiteren kann der Axialantrieb in vorteilhafter Weise zum Ausrücken einer Doppelkupplung, insbesondere für Startergeneratoren und/oder Hybridantriebe eingesetzt werden, bei der vorzugsweise die beiden Kupplungen unabhängig voneinander betätigt werden können, so daß eine Brennkraftmaschine abgekoppelt werden kann, während eine Elektromaschine ein Kraftfahrzeug antreibt oder abbremst und dabei mittels Rekuperation elektrische Energie liefert. Hierbei kann es von Vorteil sein, den Axialantrieb im Zug- und Schubmodus zu betreiben. Zur näheren Erläuterung einer derartigen Doppelkupplung sei auf die Patentanmeldung DE 199 25 332.3 verwiesen, die hiermit voll inhaltlich in die vorliegende Anmeldung aufgenommen ist. Weiterhin kann es vorteilhaft sein, eine oder mehrere, beispielsweise beide Kupplungen einer Doppelkupplung, die bezüglich der

DE 100 33 649 A 1

11

Anpresskraft der Tellerfeder nur für einen Teil des von der Brennkraftmaschine übertragbaren Drehmoments auszuliegen. Zur Übertragung des maximalen Moments der Brennkraftmaschine, beispielsweise im Vollastbereich, kann der Aktor die Tellerfeder im Zugmodus mit einer Zugkraft beaufschlagen, so dass hieraus eine Anpresskraft der so beaufschlagten Kupplung, die dem gesamten zu übertragenden Moment entspricht. Es versteht sich, dass für diesen Zweck die Tellerfeder mit dem Axialantrieb so verbunden ist, dass die Tellerfederzungen axial in beide Richtungen beaufschlagbar sind. Derartige Ausführungsbeispiele können bei der Verwendung von Kupplungen, die zum automatischen Nachstellen des Verschleißes vorgesehen sind (self adjusting clutch, SAC) besonders vorteilhaft sein, da insbesondere bei der Verwendung eines Kraftsensors zur Detektion des Verschleißes über eine erhöhte Ausrückkraft und Ausgleich des Verschleißes über einen von diesem Kraftspeicher freizugebenden Nachstellring eine einfachere Anpassung der Nachstelleinrichtung möglich ist.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, mit dem Axialantrieb Drehschwingungen einer Brennkraftmaschine zu dämpfen, indem bei entsprechenden Amplituden der Drehungsgleichförmigkeit die Kupplung leicht ausgerückt wird und dadurch die Kupplung für das entsprechende Spitzenmoment schlupfend betrieben wird. Die Steuerung des Axialantriebs kann dabei vorteilhafterweise über den Drehantrieb erfolgen, der eine entsprechende Steuergröße aus dem Motormanagement erhält. So kann beispielsweise ein Zündsignal in einem Otto-Motor oder ein Signal des Einspritzvorgangs eines Diesel-Motors zur Steuerung des Drehantriebs herangezogen werden. Hinzu können weitere Größen zur Korrelation mit der Höhe der zu erwartenden Amplitude ausgewertet werden, beispielsweise die Drehzahl, die Drosselklappenstellung, ein Drehmomentfühlersignal oder dergleichen.

Eine weiteres Ausführungsbeispiel sieht eine Anordnung eines geteilten Schwungrads mit einem Ausrücksystem der Kupplung mittels des erfindungsgemäßen Axialantriebs vor. Hierbei weist das geteilte Schwungrad zumindest zwei gegeneinander entgegengesetzten Wirkung zumindest eines in Umfangsrichtung wirksamen Energiespeichers verdrehbaren Schwungmassen vor, wobei eine primäre Schwungmasse an der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine und eine sekundäre über eine am sekundären Schwungrad angeordnete Kupplung mit einer Getriebeeingangswelle koppelbaren Schwungmasse mit dem Getriebe verbunden ist. Die Kupplung kann, wie zuvor beschrieben als Reibungskupplung mit dem Axialantrieb ein- und ausgerückt werden, indem beispielsweise die die Kupplung beaufschlagende Tellerfeder durch den Axialantrieb betätigt wird.

Für die Erfindung ist es weiterhin vorteilhaft, den Drehantrieb über ein mit diesem verbundenen, beispielsweise über ein Bussystem angekoppeltes Steuergerät zu steuern. Dabei kann es vorteilhaft sein, zumindest ein Sensorsignal eines Sensors auszuwerten und den Axialantrieb in Abhängigkeit zumindest dieses Werts zu betreiben. Vorzugsweise können als Sensoren zur Erzeugung eines relevanten Signals einzeln oder in Kombination ein Drehzahlsensor zur Ermittlung der Drehzahl des Drehantriebs, ein Wegsensor des Drehantriebs, ein Beschleunigungssensor des Drehantriebs, ein Kraftsensor oder dergleichen sowie eine oder eine Kombination aus diesen ermittelbaren, ableitbaren und/oder berechenbaren Größen dienen.

Insbesondere bei Verwendung in Kraftfahrzeugen kann eine Kupplung durch den Axialantrieb automatisiert erfolgen und dabei ein Steuergerät verwendet werden, das zusätzlich oder alternativ zu den oben genannten Sensoren zumindest ein Sensorsignal der folgend aufgeführten Sensoren zur vorteilhaften Steuerung der Kupplungsvorgänge bewert-

12

tet und verrechnet wird: Raddrehzahl zumindest eines der Antriebsräder und/oder eines der nicht angetriebenen Räder, Drosselklappenstellung, Fahrzeuggeschwindigkeit, Getriebedrehzahl, Drehzahl der Antriebsseinheit, Beschleunigung des Kraftfahrzeugs, Querbesehleunigung, Radblockiersignal, eingelegter Gang, über die Kupplung geleitetes Moment, Kupplungstemperatur, Getriebeöltemperatur, Öltemperatur der Antriebsseinheit, Lenkwinkel.

Weiterhin kann es von Vorteil sein, eine automatisierte Kupplung mit einem Axialantrieb so auszugestalten, dass die gedrückt oder gezogen betätigte Kupplung mittels eines hydraulischen Nehmerzylinders betätigt wird, der wiederum unter Zwischenschaltung einer hydraulischen Strecke von einem Geberzylinder betätigt. Dieser Geberzylinder kann durch den erfindungsgemäßen Axialantrieb aktiviert werden, wobei Geberzylinder, Axialantrieb, Steuereinheit und/oder gegebenenfalls notwendige Kompensationsfedern oder dergleichen in eine Baueinheit integriert sein können, die unter anderem den Vorteil aufweist, dass sie einfach zu montieren ist und die Anzahl der zu montierenden Teile bei der Endmontage eines Kraftfahrzeugs verringert werden kann.

Weiterhin kann das Grundprinzip von zwei gegeneinander verdrehbaren Bauteilen mit Eingriffsmitteln in eine Feder dahingehend erfindungsgemäß ausgestaltet werden, dass als Feder eine Spiralfeder verwendet wird und die Eingriffsmittel axial in die Spiralfeder eingreifen. Wird ein Bauteil festgehalten und das andere verdreht, entsteht eine Radialverlagerung des Eingriffsmittels gegenüber der Spiralfeder und bei entsprechender Ausgestaltung, beispielsweise bei Anordnung von über den Umfang verteilten Eingriffsmitteln, kann diese Wirkung als Spannzange, zur koaxialen Aufnahme von Teilen um die Drehachse des Antriebs erfindungsgemäß genutzt werden, beispielsweise in Drehmaschinen. Weiterhin kann bei entsprechender Ausgestaltung der Eingriffsmittel in axiale Richtung auf diesen ein Riemen aufgenommen werden und der Antrieb verdrehbar ausgestaltet werden, so dass bei einer Relativverdrehung der beiden Bauteile des Riemens gegeneinander der Lauflächendurchmesser des Riemens angesteuert veränderbar ist und somit in Verbindung mit einer weiteren Riemenscheibe die mit dem gleichen Antrieb ausgestautet sein kann, der zum Antrieb in der ersten Scheibe komplementär angesteuert sein kann, ein Riemenscheibengetriebe mit variabel einstellbarer Übersetzung vorgeschlagen werden kann. Es versteht sich, dass die Auswahl der genannten Möglichkeiten für die Anwendungsmöglichkeiten des Radialantriebs weder einschränkend noch erschöpfend zu betrachten ist, vielmehr sind im erfinderischen Gedanken alle Ausgestaltungsmöglichkeiten, bei denen eine radiale Verlagerung zweier Bauteile, insbesondere ein um eine Achse verdrehbares Bauteil und hierzu über den Umfang verteilte Eingriffsmittel, die in einer Spiralfeder axial eingreifen, vorteilhaft sein kann, indem die Bauteile gegeneinander verdreht werden, enthalten.

Die Erfindung wird anhand der Fig. 1 bis 26 näher erläutert. Dabei zeigen:

Fig. 1-3 Schnitte durch Ausführungsbeispiele eines Axialantriebs,

Fig. 4 einen Schnitt durch ein Ausführungsbeispiel einer Federspindel,

Fig. 5 eine Abwicklung der in Fig. 4 gezeigten Federspindel,

Fig. 6 ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Federspindel im Schnitt,

Fig. 7 ein Schnitt entlang der Linie A-A der Federspindel in Fig. 6,

Fig. 8 einen Schnitt durch eine Federspindel mit einer speziell ausgebildeten Schraubenfeder,

DE 100 33 649 A 1

13

Fig. 9 ein Detail aus einer Federspindel mit Wälzkörpern, Fig. 10 eine Abwicklung des in Fig. 9 gezeigten Details, Fig. 11 und 11a einen Schnitt durch ein Eingriffsmittel aus Wälzkörpern,

Fig. 12 ein Detail aus einer Federspindel mit Wälzkörpern,

Fig. 13-14 vorteilhafte Ausgestaltungen von Kupplungsanordnungen mit einem Axialantrieb als Ausrückvorrichtung,

Fig. 15 ein geteiltes Schwungrad mit einem Axialantrieb als Kupplungsausrückvorrichtung,

Fig. 16 bis 23 weitere Ausgestaltungen von Axialantrieben sowie mit solchen ausgestattete Kupplungsaggregate,

Fig. 24 und 25 ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Radialantriebs und

Fig. 26 ein Variante eines Radialantriebs der Fig. 24 und 25.

Fig. 1 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Axialantriebs 1 mit einer Federspindel 10 und einem Drehantrieb 20. Der Axialantrieb ist um eine Welle 2 angeordnet und an einem gehäusefesten Bauteil 3 aufgenommen. Die Federspindel 10 besteht im wesentlichen aus dem ersten, die Eingriffsmittel 27 tragenden Bauteil 11 und dem zweiten, die Schraubenfeder 12 drehfest aufnehmenden Bauteil 13. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Drehantrieb 20 als Elektromotor ausgestaltet, wobei der Stator 21 mittels eines radial innerhalb des Stators geführten hülsenförmigen Bauteils 22, das nach radial außen einen der Aufnahme 3a des Gehäuses 3 angepaßten und diese radial umgreifenden Flansch 22a aufweist, drehfest mit dem Gehäuse 3 verbunden ist. Auf dem hülsenförmigen Bauteil 22 ist – beispielsweise im Bereich des Übergangs auf den Flansch 22a – ein Wälzlager 24 vorgesehen, das radial außen eine weiteres hülsenförmiges Bauteil 25, das an seinem Innenumfang mit dem Läufer 26 fest verbunden ist, verdrehbar aufnimmt. Im Sinne der Erfindung ist der Läufer 26 das erste Bauteil des Axialantriebs 1 mit den Eingriffsmitteln 27, die drehfest am Läufer befestigt sind. Die Eingriffsmittel 27 können – wie in dem vorliegenden Beispiel gezeigt – aus einem mit dem Läufer fest verbundenen, beispielsweise verschweißten, im Querschnitt T-förmigen, nach radial außen ausgerichteten Flansch 27a gebildet sein, an denen Kontaktstellen 28 vorgesehen sind, die mit entsprechenden Kontaktstellen 30 des schraubenfederartig aufgewickelten Federbands 29 in axialem Kontakt stehen.

Die Kontaktstellen 28 rollen zur Verminderung der Reibung zwischen dem Eingriffsmittel 27 und dem Federband 29 mittels eines Wälzlagers 31, das mittels eines Stifts 32 in einer entsprechend vorgesehenen Ausnehmung im Flansch 27a befestigt ist, auf dem Federband 29 ab. In dem gezeigten Beispiel sind drei über den Umfang verteilte Wälzlager 31 als Kontaktstellen 28 zum Federband 29 in Schubrichtung und die entsprechende Anzahl nicht dargestellter Wälzlager in Zugrichtung vorgesehen, wobei sowohl die Stifte 32 der Schub- und die Stifte der Zugrichtung zur Anpassung an die Steigung des gewindeartigen Verlaufs des Federbandes 29 axial gegeneinander versetzt sind. Die einzelnen Windungen 30 der Schraubenfeder 12 werden durch die Eingriffsmittel 27 in zwei Schraubenfederabschnitte 12a, 12b aufgeteilt, wobei die Windungen 30a, 30b der einzelnen Federabschnitte oder -blöcke 12a, 12b auf Block liegen oder durch entsprechende Wicklung und Abstimmung der Federrate der Feder 12 einen zumindest geringen Abstand aufweisen können, so daß sich die Eingriffsmittel 27 axial gegen das zweite Bauteil 13 über einen der beiden Federblöcke 12a, 12b fest oder gedämpft abstützen können.

Bei einer Bestromung des Drehantriebs 20 mit einer Polung zur Erzeugung einer Rotation des ersten Bauteils 11 im

14

Drehsinn der Schraubenfeder 12 – beispielsweise im Uhrzeigersinn – und feststehendem zweitem Bauteil 13 legt das radiale Eingriffsmittel 27 die Windungen 30a des Federabschnitts 12a auf den Federabschnitt 12b um, indem es sich gegen die Wirkung eines axialen Energiespeichers, beispielsweise der axial zwischen dem Gehäuse 3 und dem Bauteil 13 axial verspannten Schraubenfeder 35, an dem Federabschnitt 12b abstützt.

Dadurch wird das Bauteil 13 gegen das Bauteil 11 axial zur Minimierung des Abstands der beiden Bauteile verlagert, das heißt, das Bauteil 13 verlagert sich in Richtung Gehäuse 3, der Axialantrieb 1 arbeitet also im Zugbetrieb. Bei Umkehrung des Drehsinns, beispielsweise durch Umpolen des Elektromotors 20, stützen sich die Eingriffsmittel 27 an dem dem Gehäuse 3 abgewandten Federpaket 12a ab, das infolge der Rotation der beiden Bauteile 11, 13 gegeneinander bezüglich der Anzahl der Windungen 30a zunimmt und damit den Axialversatz der beiden Bauteile 11, 13 erhöht, das heißt, der Axialantrieb arbeitet im Schubbetrieb, wobei das Bauteil 13 mit einem ringförmigen Ansatz 14 ein beliebiges Element gegenüber dem Gehäuse 3 axial verlagern kann, wobei bei Relativverdrehungen zwischen dem zu verlagernden Element und dem Ansatz 14 ein Wälz- oder Gleitlager angeordnet sein kann.

Die drehfest und axial verlagerbare Verbindung zwischen dem Gehäuse 3 und dem Bauteil 13 erfolgt in dem gezeigten Ausführungsbeispiel mittels der Schraubenfeder 35, die mittels über den Umfang verteilter Nasen oder einem ringförmigen Ansatz 36 auf dem Bauteil 13 positioniert ist und das Bauteil 13 auf dem Bauteil 11 zentriert. Die Feder 35 ist jeweils im Gehäuse und im Bauteil 13 drehfest eingehängt. Eine alternative oder ergänzende Zentrierung kann mittels des Außenumfangs der Eingriffsmittel 27 am Innenumfang des Bauteils 13 erfolgen, wobei im Kontaktbereich 37 eine Gleitlagerung und/oder eine an sich wie bei Wälzlager bekannten Selbstzentrierungsvorrichtung beziehungsweise Achsversarzausgleichseinrichtung vorgesehen sein kann, die einen gegebenenfalls auftretenden Axialversatz zwischen den beiden Bauteilen 11, 13 ausgleichen kann.

Eine dem Ausführungsbeispiel 1 ähnliche Ausführung eines Axialantriebs 101 zeigt Fig. 2, mit einer alternativen axial verlagerbaren und drehfesten Anbindung des Bauteils 113 an das Gehäuse 103 mittels vorzugsweise dreier, über den Umfang verteilter Blattfedern 135, die jeweils an ihrem einen Ende fest mit dem Bauteil 113 und an ihrem jeweiligen anderen Ende fest mit dem Gehäuse 103 verbunden, beispielsweise vernietet sind, wobei über die Blattfederung auch eine Zentrierung der beiden Bauteile 111, 113 erfolgen kann.

Fig. 4 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Federspindel 10 im Detail, Fig. 5 eine hierzu entsprechende Abwicklung bei einer gegenüber Fig. 4 veränderten Axialverstellung. Das Ausführungsbeispiel 1 der Fig. 1 ist nicht einschränkend auf die Anordnungs- und Ausgestaltungsmöglichkeiten der Federspindel 10 als grundlegende Getriebeeinheit eines erfindungsgemäßen Axialantriebs zu betrachten.

Die Federspindel 10 setzt sich im wesentlichen aus dem Bauteil 13 mit der drehfest mit diesem verbundenen Schraubenfeder 12 und dem Bauteil 11 mit den von radial innen in die Schraubenfeder 12 eingreifenden Eingriffsmittel 27, die aus einem Satz 32a über den Umfang verteilter Stifte 32c und einem Satz 32b über den Umfang verteilter Stifte 32d gebildet werden, wobei diese gegenüber den Stiften 32a in Umfangsrichtung in axiale Richtung versetzt sind, zusammen. Die Stifte 32a, 32b stehen mit dem Federband 29 mittels eines Wälzlagers 31, das auf den Stiften positioniert ist, in axialem Kontakt, wobei jeweils der Satz Stifte 32a für die

DE 100 33 649 A 1

15

Schub- und der Satz 32b für die Zugrichtung des Axialantriebs verwendet wird. Die Stiftsätze 32a, 32b können jeweils in Umfangsrichtung gewindeartig an den Verlauf des Federbandes 29 angepaßt sein, so daß das Federband in jedem Umfangsabschnitt spielfrei abgestützt wird. Die Stiftsätze 32a, 32b sind gegeneinander vorzugsweise um eine Federbandbreite axial versetzt und sind an einem Längsende im Bauteil 11 und am anderen Ende in einem mittels - nicht näher dargestellter - Stege mit dem Bauteil 11 fest verbundenen Flansch 27a aufgenommen.

In dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist das Bauteil 11 radial innerhalb des Bauteils 13 angeordnet. Das hülsenförmige Bauteil 13 weist an einem Ende einen radial nach innen gerichteten Ansatz 14 auf, an dem sich die Schraubenfeder 12 an dem einen Ende abstützt, und ist am anderen Ende mit einem Deckel 38 beispielsweise mittels eines Gewindes, eines Bajonetverschlusses, eines Preßsitzes oder dergleichen verschlossen, wobei sich das andere Ende der Schraubenfeder 12 an dem Deckel 38 abstützt. Dabei kann es insbesondere bei Drehverschlüssen von Vorteil sein, wenn zwischen Deckel 38 und Schraubenfeder 12 eine verdrehbare Verbindung, beispielsweise mittels eines Wälzlagers 39 vorgesehen ist.

Die Schraubenfeder 12 ist mit dem Deckel 38 und/oder mit dem Ansatz 14 drehfest verbunden, beispielsweise vernietet oder - wie gezeigt - in einer Ausnehmung 40 des Ansatzes 14 eingehängt, wobei das Federende in der Ausnehmung umgelegt sein kann.

Zur Vermeidung von harten Anschlägen an den Enden des Verdrehbereichs der Federspindel 10 sind vorzugsweise - zur Vermeidung eines Festlaufens - elastischen Anschlagringe 41, 42 vorgesehen, gegen die der Flansch 27a bei Maximalverdrehung der beiden Bauteile 11, 13 läuft.

Fig. 6 zeigt eine Federspindel 210, bei der das erste, die Eingriffsmittel 227 tragende Bauteil 211 radial außerhalb des zweiten Bauteils 213, das die Schraubenfeder 212 drehfest aufnimmt angeordnet. Das Eingriffsmittel ist auch in diesem Ausführungsbeispiel aus Stiften 232 gebildet, die hier radial in die Schraubenfeder 212 hineinragen und in dem zylinderförmigen Gehäuse 211 beispielsweise mittels Wälzlager verdrehbar aufgenommen sind, so daß eine Verdrehung der Stifte gegen das Gehäuse 211 und ein Abrollen auf dem umlaufenden Federband 229 ermöglicht wird.

Fig. 7 zeigt einen Schnitt durch die Federspindel 210 in Fig. 6 entlang der Linie A-A. Gezeigt ist das radial äußere, die Eingriffsmittel 227 aufnehmende Bauteil 211 und das die Schraubenfeder 212 aufnehmende Bauteil 213. Die Eingriffsmittel 227 bestehen aus zwei Sätzen - in diesem Ausführungsbeispiel dreier - über den Umfang verteilter Stifte 232a, 232b, an denen sich das Federband 229 der Schraubenfeder 212 in Zug- beziehungsweise Schubrichtung axial abstützt. Bei Verdrehung der beiden Bauteile 211, 213 gegeneinander wird das Federband 229 durch axial zwischen zwei Stiften 232a beziehungsweise 232b durchgeschleift und durch das sich aufwickelnde Federband eine Axialverlagerung der beiden Bauteile 211, 213 gegeneinander bewirkt, indem sich die Stifte 232a, 232b in Abhängigkeit von der Drehrichtung auf variierenden Schraubenfederabschnitten axial abstützen. Das Bauteil 213 kann - wie hier gezeigt - eine zentrale Öffnung 213a zur Aufnahme einer Welle aufweisen. Die Gestaltung von Anschlagpuffern im Endbereich der Schraubenfeder 212 kann in ähnlicher Weise wie in Fig. 6 vorgesehen sein.

In Fig. 3 ist ein weiteres Ausgestaltungsbeispiel eines Axialantriebs 301 gezeigt, der radial innerhalb des Drehantriebs, der hier von einem Elektromotor 320 mit einem Stator 321 und einem Läufer 326 gebildet wird, um eine Welle 303 angeordnet ist.

16

Der Stator 321 ist fest mit einem gehäusefesten Bauteil verbunden und bildet das erste Bauteil 311 mit den Eingriffsmitteln 327, die durch ein oder mehrere über den Umfang verteilte nach radial innen in die Schraubenfeder 312 eingreifende Formteile 332 gebildet werden. Dabei können das Statorgehäuse 321a und die Formteile einstückig, beispielsweise mittels Blechumformtechnik hergestellt, oder mehrteilig sein. Die axiale Abstützung des Federbandes 329 an den Formteilen 332 kann über Gleitreibung erfolgen, wobei auf den Formteilen 332 und/oder auf dem Federband 329 eine den Haftgleitkoeffizienten vermindernde Beschichtung, beispielsweise in Form von Fett, Fluorpolymeren und dergleichen aufgebracht sein kann oder zumindest die sich berührenden Flächen gehärtet oder oberflächenverglütet sein können. Beispielsweise kann es vorteilhaft sein, eine Wolframcarbidbeschicht aufzubringen, die insbesondere über vermittelnde Schichten, beispielsweise Kupfer, Chrom, Nickel, Tantal und/oder dergleichen besonders haftfähig ausgestaltet sein kann.

Das zweite Bauteil 313 wird aus dem Läufer 326 gebildet, mit dem die Schraubenfeder 312 drehfest und axial verlagert verbunden, beispielsweise mittels einer radialen Erweiterung 312a, die radial in einer axial verlaufenden Nut 326a des Läufers 326 eingehängt ist, wobei die Wirkung in Schubrichtung durch die Blockwirkung der Schraubenfeder und in Zugrichtung durch die Federkonstante der Schraubenfeder 312 gegeben ist. Vorteilhaft kann weiterhin eine Axialverlagerung des Läufers 326, beziehungsweise einer Innenschale eines zweiteilig ausgestalteten Läufers sein, wobei die drehfeste Axialverlagerung der Innenschale gegen den Läufer mittels Wälzkörpern, die in Axialnuten beider Teile geführt werden, erfolgen kann. Eine schraubenförmige Ausgestaltung der Nuten kann die Wirkung des Axialantriebs bei gleichem Drehsinn wie die Schraubenfeder verstärken oder bei umgekehrtem Drehsinn abschwächen, beziehungsweise die Vorspannung der Schraubenfeder erhöhen, beziehungsweise abschwächen.

Die Schraubenfeder 312 ist auf der Welle 303 zentriert und an dem das zu verlagernde Element beaufschlagende Ende der Feder kann insbesondere bei unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten zwischen Schraubenfeder und Element mit einem die Reibung der Relativverdrehung mindernden Lager, beispielsweise einem Wälzlager 312b versehen sein. Vorteilhafterweise ist der komplette Axialantrieb gekapselt, insbesondere der Raum radial innerhalb des Stators 321 kann gefettet beziehungsweise geschmiert sein und mittels den Dichtungen 333, 334 zwischen dem Flansch 332 und dem Ausrücklager 312b beziehungsweise zwischen dem Läufer 326 und der Welle 303 abgedichtet sein, wobei das Ausrücklager 312b vorteilhafterweise gegen die Welle 303 abdichtet und einen Axialversatz zwischen Welle 303 und Axialantrieb 301 insbesondere mittels einer an sich bekannten Selbstzentrierung ausgleicht.

Fig. 8 zeigt einen schematischen Aufbau einer Federspindel 410 im Schnitt mit einer Schraubenfeder 412 mit einem im Querschnitt V-förmigen Profil. Die übrige Ausgestaltung der Federspindel 410 kann gemäß oder ähnlich den zuvor beschriebenen Ausführungsbeispielen 10, 210 der Fig. 4 und 6 vorgesehen sein.

Das V-förmige Querschnittsprofil eignet sich insbesondere zur Zentrierung und/oder Vorspannung der Schraubenfeder 412, wobei die Vorspannung mittels einer axialen Beaufschlagung der Federwindungen 412a gegeneinander erfolgen kann und die einzelnen Windungen 412a als Tellerbeziehungsweise Membranfedern wirken. Hierzu können die Windungen bereits auf Block liegen, so daß eine zweistufige Federkennlinie resultiert, die auf einer Federkonstante der Schraubenfeder und eine Federkonstante der Teil-

DE 100 33 649 A 1

17

lerfederwirkung der einzelnen Windungen resultiert. Eine derartige Feder 412 kann beispielsweise zur Optimierung der Übersetzung eines Axialantriebs auf Block gewickelt oder vorgespannt sein und in Wirkrichtung des Axialantriebs federnd wirken.

Fig. 9 zeigt eine Federspindel 510 im Querschnitt insbesondere für einen Axialantrieb mit in Zug- beziehungsweise Schubrichtung wirksamen Eingriffsmitteln 527a, 527b, die als Wälzkörper – wie in Fig. 11 als Schnitt entlang der Linie B-B in Fig. 9 beispielhaft gezeigt – vorgesehen und in einem Wälzkörperkäfig 550 untergebracht sind und auf denen das Federband 529 der Schraubenfeder abrollt. Der Wälzkörperkäfig 550 ist mit dem ersten Bauteil 511, das in diesem Ausführungsbeispiel das vom Drehantrieb angetriebene ist, fest verbunden und bildet über ein Umfangssegment eine Aufnahme für die Wälzkörper 527a, 527b und stützt diese in radiale Richtung und in axiale Richtung an dem Federband 529 ab, zwischen dessen Windungen 529a, 529b der Wälzkörperkäfig 550 radial eingreifend untergebracht ist, wobei die Wälzkörper 527a, 527b bei Verdrehung in Umfangsrichtung auf dem Federband abrollen.

In einem vorgegebenen Umfangssegment werden die Wälzkörper 527a, 527b nach radial außen in das Gehäuse 511 verlagert, und das Federband 529 passiert die Wälzkörper 527a, 527b in diesem Bereich axial. Dazu zeigt die Abwicklung der Federspindel 510 der Fig. 9 in Fig. 10 die Übergangsbereiche der ersten und zweiten Wälzkörperreihe 527a, 527b, die in dem Wälzkörperkäfig 550 untergebracht sind. In den Umfangsbereichen 550a, 550b, die einen Winkelbereich von α , β mit $120^\circ < \alpha < 160^\circ$, $120^\circ < \beta < 160^\circ$, wobei α , β vorzugsweise 140° sein kann, einnehmen, werden die Wälzkörper 527a, 527b in das Gehäuse überführt, wobei die beiden Wälzkörperreihen in Umfangsrichtung angepaßt auf die Steigung des Federbands 529 gegeneinander versetzt sind. Die Führung der Wälzkörper 527a, 527b erfolgt durch den Wälzkörperkäfig 550 in der Weise, daß über den Umfang die Steigung des Federbandes 529 ausgeglichen wird, das heißt, der Anfang des Wälzkörperkäfigs 550 ist gegenüber seinem Ende um eine Federbandbreite axial versetzt. Dieser axial Abstand wird durch eine entsprechende Führung der Wälzkörper 527a, 527b im Gehäuse 511 ausgeglichen. Es versteht sich, daß der Wälzkörperkäfig 550 mit dem Gehäuse 511 einstückig ausgeführt werden kann, beispielsweise durch eine entsprechend geformtes Blechteil.

Fig. 11a zeigt einen Schnitt entlang der Linie C-C der Fig. 9, bei dem der Wälzkörper 527a bereits teilweise in das Gehäuse 511 aufgenommen und der Wälzkörper 527b noch im Federkäfig 550 geführt ist. Das Federband 529 wird durch das in Pfeilrichtung (siehe Fig. 10) drehende Gehäuse 511 angetrieben und beiderseits der Wälzkörper 527a, 527b in Abhängigkeit von der Drehrichtung aufgeschichtet, so daß ein mit der Federspindel 510 gebildeter Axialantrieb in Zug- und Schubrichtung verwendet werden kann.

Fig. 12 zeigt eine gegenüber der Federspindel 510 abgeänderte Ausführungsform einer Federspindel 610, bei der gegenüber dem äußeren Gehäuse 613 das radial innere Bauteil 611, das als Eingriffsmittel einen mit über den Umfang verteilten Wälzkörpern wie Nadeln 627 versehenen Wälzkörperkäfig 650 aufweist, mittels eines Drehantriebs angetrieben wird.

Um einen segmentierten Wälzkörperkäfig zu vermeiden, sind zumindest der Wälzkörperkäfig 650 und die am Gehäuse 611 drehfest befestigte Schraubenfeder 612 bezüglich ihrer Rotationsachse gegeneinander versetzt, so daß sich das Federband 629 an einem Umfangssegment des Wälzkörperkäfigs 650 mit den Wälzkörpern 627 axial abstützt und im verbleibenden Umfangssegment radial außen axial zur Um-

18

schichtung der Schraubenfederabschnitte in Abhängigkeit von der Drehrichtung an dem Wälzkörperkäfig 650 vorbeigeführt wird.

Zur Optimierung der Lauf- und Abrollverhältnisse zwischen den Wälzkörpern 627 und dem Federband 629 ist die Schraubenfeder 612 im Gehäuse 613 vorzugsweise so angeordnet, daß die Steigung der Schraubenfeder 612 bei der Auflage des Federbandes auf den Wälzkörpern 627 kompensiert wird, das heißt, daß der auf den Wälzkörpern aufliegende Federbandbereich annähernd plan zur Anlage kommt. Die Rotationsachse oder Mittelachse der Schraubenfeder 612 ist hierzu gegenüber der Rotationsachse des Wälzkörperkäfigs 650 beziehungsweise zur Rotationsachse des Gehäuses 613 zur Kompensation der Federsteigung verdreht. Es versteht sich, daß bei entsprechend innen geführter Feder 612 und außen radial angetriebenem Wälzkörperkäfig 650 eine entsprechende Federspindel aufgebaut werden kann.

Ein in den zuvor gezeigten Figuren beschriebener und aus unter Verwendung der gezeigten Federspindeln hergestellter Axialantrieb eignet sich insbesondere zum Ein- und/oder Ausdrücken von zwei Wellen verbindenden Kupplungen, beispielsweise Reibungskupplungen in einem Kraftfahrzeug. Hier kann der erfindungsgemäße Axialantrieb an Stelle von mechanischen oder hydraulischen Ausdrückern verwendet werden, wobei es sich um eine manuell betätigte oder eine automatisierte Kupplung handeln kann und diese Kupplung über eine Nachstelleinrichtung, insbesondere eine automatische Selbstnachstelleinrichtung verfügen kann. In der DE 195 04 847 sind beispielhaft die Eigenschaften einer Reibungskupplung beschrieben, für die der Axialantrieb ebenfalls in vorteilhafter Weise verwendet werden kann. Insbesondere kann der Axialantrieb als Ausdrücker für gezogene und/oder gedrückte Kupplungen oder Doppelkupplungen herangezogen werden, wobei die Kupplung insbesondere zur Dosierung des zu übertragenden Drehmoments zumindest teilweise schlupfend oder voll eingerückt betrieben werden kann.

In Fig. 15 ist ein Ausführungsbeispiel einer Reibungskupplung 750 mit einem erfindungsgemäßen Axialantrieb 701 dargestellt, die auf einem geteilten Schwungrad 770 angeordnet ist und über ein selbstnachstellende Verschleißnachstellung 790 verfügt.

Das geteilte Schwungrad 770 wird aus einer Primärmasse 770a aus einem auf der Kurbelwelle 703a einer – nicht näher dargestellten – Brennkraftmaschine drehfest aufgenommenen Scheibenteil 771, einem mit ihm vernieteten Zündmarkierungerring 772 und einem radial außen mit ihm eine Kammer 771a bildenden Scheibenteil 773 sowie einem radial außen angeordneten Anlasserzahnkranz 771c und einem Sekundärteil 770b aus einer auf dem Scheibenteil 771 gelagerten Kupplungsdruckplatte 751 mit einem fest mit dieser verbundenen, von radial innen in die Kammer 771a eingreifenden Flanschteil 751a und in Umfangsrichtung wirksamen, an ihren Enden jeweils von primären und sekundären Beaufschlagungseinrichtungen 771b, 751b beaufschlagten Energiespeichern 774 gebildet. Das geteilte Schwungrad 770 wirkt bei Torsionsschwingungen der Brennkraftmaschine infolge von Relativverdrehungen der beiden Massen 770a, 770b entgegen der Wirkung der Energiespeicher 774 als Torsionsschwingungsdämpfer, wobei zusätzlich bei der Relativverdrehung der beiden Teile 770a, 770b eine Reibungseinrichtung 775 in an sich bekannter Weise zwischen den beiden Teilen 770a, 770b mit oder ohne Verdrehspiel und gegebenenfalls dadurch bewirkter verschleppter Reibung wirksam sein kann.

Die Kupplungsdruckplatte 751 nimmt drehfest eine axial gegen diese mittels den Blattfedern 753 verlagerbare Druckplatte 754 auf, zwischen denen die Reibbeläge 755 der

DE 100 33 649 A 1

19

Kupplungsscheibe 756, die drehfest mit der Getriebeeingangswelle 703 verbunden ist, mittels der Reibeingriffsfächen 752, 754a in Eingriff bringbar sind, wodurch ein über die Kurbelwelle 703a eingebrachtes Drehmoment an die Getriebeeingangswelle 703 weitergeleitet wird.

Die Druckplatte 754 ist in eingerücktem Zustand mittels des axial wirksamen Energiespeichers 757 mit der Druckplatte 751 axial verspannt und wird durch eine Axialverlagerung der Tellerfederzungen 757a gelöst und die Kupplung 750 mittels des Axialantriebs 701 ausgerückt wird, indem das Innenenteil 713 durch den Drehantrieb 720 drehangetrieben wird und dadurch das Außenenteil 711 in Richtung Kupplung 750 entgegen der Wirkung der Tellerfeder 757 verlagert wird. Zum Ausgleich der Drehzahlunterschiede zwischen der Tellerfeder 757 und dem Ausrückter 711 ist in dem Kraftweg ein Wälzlager wie Ausrücklager 711a vorgesehen.

Der Axialantrieb 701 ist um die Getriebeeingangswelle 703 angeordnet und mittels eines mit dem Gehäuse 722 des Drehantriebs wie Elektromotor 720 fest verbundenen oder einstückigen Trägereil 722a am Getriebegehäuse 703b beispielsweise mittels Schrauben 703d befestigt.

Das verdrehbare Innenenteil 713 mit der Schraubenfeder 712, die axial zwischen den Anschlängen 714, 742 verspannt beziehungsweise eingelegt ist, ist fest mit dem Läufer 726, der Stator 721 fest mit dem Gehäuse 722 des Elektromotors 720 verbunden. Das äußere Bauteil 711 ist mittels vorzugsweise dreier über den Umfang verteilter Blattfedern 735 drehfest und axial verlagerbar mit einem feststehenden Gehäuseeteil, beispielsweise – wie gezeigt – mit dem Trägereil 722a verbunden, so daß der Antrieb 701 komplett am Gehäuse 703b montiert werden kann.

Die Funktion der Ausrückvorrichtung der Reibungskupplung 750 mittels des Axialantriebs 701 ergibt sich in der Weise, daß bei Antrieb des axial feststehenden Bauteils 713 durch den Drehantrieb 720 und dadurch das Federband 729 der Schraubenfeder 712 an den Eingriffsmitteln 727 vorbeigeführt wird und das Schraubenfedersegment 712b zumindest partiell in das Schraubenfedersegment 712a umgeschichtet wird, an dem sich die Eingriffsmittel 727 abstützen, wodurch eine Axialverlagerung des äußeren Bauteils 713 in Richtung Kupplung 750 erfolgt und die Kupplung entgegen der Wirkung der Tellerfeder 757 ausgerückt wird. Das Einrücken der Kupplung erfolgt prinzipiell in umgekehrter Drehrichtung des Drehantriebs 720, wobei die Tellerfeder 757 und die Blattfedern 735 unterstützend wirken und sich ein Federpaket 712 am der Kupplung zugewandten Ende der Schraubenfeder 712 aufbaut an dem sich das Eingriffsmittel 727 axial abstützen kann.

Die Kupplung 750 weist eine an sich bekannte Selbstnachstellungseinrichtung 790 mit einem axial zwischen dem Kupplungsdeckel 792 und der Tellerfeder 757 verspannten Kraftsensor 791 und einem über in Umfangsrichtung mit Energiespeichern 791a gegen den Kupplungsdeckel 792 und axial zwischen der Tellerfeder 757 und dem Kupplungsdeckel 792 verspannten Nachstellring 793, der bei einem axialen Ausweichen des Kraftsensors 791 und damit der Tellerfeder 757 bei infolge einer Schrägstellung der Tellerfeder 757 beispielsweise durch Verschleiß der Reibbeläge 755 erhöhten Ausrückkräften ein entstehendes zwischen der Tellerfeder 757 und dem Kupplungsdeckel 792 entstehendes Axialspiel ausgleicht, indem er in Richtung der Wirkung der Energiespeicher 791a verdreht wird, bis das Axialspiel mittels im Nachstellring 793 vorgesehener über den Umfang verteilter, axial ausgebildeter Rampen 793a aufgebraucht ist.

Fig. 13 zeigt eine Reibungskupplung 850 mit einem Axialantrieb 801, bei dem der Drehantrieb aus der Rotation der Kupplung 850 in den Axialantrieb 801 eingeleitet wird.

20

Dazu ist der Axialantrieb 801 in die Kupplung 850 integriert und das antreibende Bauteil – hier das Bauteil 813 mit der Schraubenfeder 812 – über eine Reibschlußverbindung oder Rutschkupplung 813a mit dem Kupplungsdeckel 892 über ein Flanschteil 813b oder mit diesem einstückig verbunden, wobei die Ausformung des Kupplungsdeckels 892 und der Tellerfeder 857 so ausgestaltet sein kann, daß der Axialantrieb 801 axial von der vom Kupplungsdeckel 892 umschlossen wird, wobei Axialantrieb 801 und Kupplung 850 eine Baueinheit mit verringertem axialem Bauraum bilden. Das Flanschteil 813b kann mit dem Gehäuse 813 zur Definition des Reibkontaktes der Rutschkupplung 813a axial verspannt sein. Das über die Rutschkupplung 813a übertragbare Moment ist dabei größer als das Reibmoment des Axialantriebs 801. Zwischen dem Bauteil 813 und dem gehäusefest montierten Träger 822 kann mittels eines drehfest und axial verlagerbar auf dem Träger 822 befestigten, bei Bestromung sich axial verlagernden Elektromagneten 820a an einem vorzugsweise konischen Reibkontakt 875 ein Reibschluß hergestellt werden.

Das Bauteil 811 mit den Eingriffsmitteln 827 bildet unter Zwischenlegung einer Reibscheibe 876 eine reibmomentgesteuerte, axiale Beaufschlagungseinrichtung für die Tellerfeder 857 über die Tellerfederzungen 857a. Das Bauteil 811 ist über einen vorzugsweise konischen Reibkontakt 877 mit einem zweiten axial verlagerbar und drehfest auf dem Träger 822 beispielsweise mittels einer – nicht näher dargestellten – Axialverzahnung befestigten, sich bei Bestromung axial verlagernden Elektromagneten 820b mit dem Gehäuse 803a reibschlüssig verbindbar.

Die Kupplung 850 ist eine zugeführte Kupplung, das heißt bei axial zurückverlagertem Axialantrieb 801 ist die Kupplung – wie in der Fig. 13 gezeigt – ausgerückt, die Reibbeläge 855 übertragen kein Moment von der Antriebs-einheit, die mittels einer Kurbelwelle mit dem Schwungrad 870, das auch ein geteiltes Schwungrad als Torsionsschwingungsdämpfer ausgestaltetes Schwungrad sein kann, über die drehfest auf der Getriebeeingangswelle 803 befestigten Kupplungsscheibe 856, alternativ mit oder ohne Torsionsschwingungsdämpfer 856, an die Getriebeeingangswelle 803. Bei Verlagerung des Bauteils 811 in Richtung Schwungrad 870 werden die Zungen 857a der Tellerfeder 857 axial beaufschlagt und die Tellerfeder 857 verlagert die axial verlagerbar und drehfest mit dem Schwungrad 870 und dem Kupplungsdeckel 892 mittels Blattfedern 853 verbundene Druckplatte 854, wodurch ein Reibschluß zwischen Druckplatte 854, Schwungrad 870 und den Reibbelägen 855 der Kupplungsscheibe 856 mit dem Torsionsschwingungsdämpfer 856a entsteht, die das Motormoment an die Getriebeeingangswelle 803 überträgt.

Die Funktion des Axialantriebs 801 zum Ein- und Ausrücken der Kupplung ist wie folgt: Im Grundzustand bei geöffneter Kupplung drehen bei laufendem Motor beide Bauteile 811, 813 mit derselben Drehzahl. Zum Schließen der Kupplung wird das Bauteil 813 durch Bestromung des Elektromagneten 820a mittels der Bildung eines Reibschlusses am Reibkontakt 875 gegen das Gehäuse 803a gebremst. Hierdurch entsteht eine Differenzdrehzahl zwischen den beiden Bauteilen 811, 813 und dadurch eine Axialverlagerung des Bauteils 811, das zu einer Beaufschlagung der Tellerfederzungen 857a und zum Einrücken der Kupplung führt. Bei vollständig eingerückter Kupplung kann über die Stromaufnahme des Elektromagneten 820a und/oder einen Sensor wie Kupplungswegsensor, Drehmoment- und/oder Drehzahlsensor die axiale Lage des Bauteils 811 gesteuert werden, das heißt konstant gehalten oder an die erforderliche Anpressung zur Übertragung eines den Fahrzuständen des Fahrzeuges entsprechenden Drehmoments angepaßt.

DE 100 33 649 A 1

21

werden. Das Zudrücken der Kupplung erfolgt dabei mit einer der Übersetzung des Axialantriebs 801 entsprechend verminderten Kraft, beispielsweise bei einer Ausrückkraft von 1000 N im Bereich von 100 N.

Zum Ausrücken der Kupplung wird der Elektromagnet 820b axial bis zur Bildung eines Reibschlusses an der Reibkontaktfläche 877 des Bauteils 811 verlagert. Dadurch entsteht eine Differenzdrehzahl zwischen den beiden Bauteilen 811, 813, die zur Differenzdrehzahl während des Einrückvorgangs gegenläufig ist, da das Bauteil 811 schneller als das Bauteil 813 dreht, wodurch das Bauteil 811 axial zurückverlagert und die Kupplung ausgerückt wird.

Dabei kann es vorteilhaft sein, die Tellerfederungen 857a axial fest mit dem Bauteil 811 zu verbinden. Insbesondere zur Anwendung einer Selbstnachstellrichtung zur Kompensation eines Verschleißes der Reibbeläge 855 kann die Tellerfeder 857 axial durch das Bauteil 811 an einen für den Arbeitspunkt der Kupplung repräsentativen Anschlag, beispielsweise den Kupplungsdeckel 892 zurückbewegt werden und ein auftretendes, von einem Kraft- und/oder Wegsensor erfaßtes Spiel zwischen der Druckplatte 854 und der Tellerfeder 857 in an sich bekannter Weise, beispielsweise durch einen Kompensationsring mit in Umfangsrichtung angeordneten, axial ansteigenden Rampen kompensiert werden. Es versteht sich, daß ein dergestalt wirkender Sensor die axiale Verlagerung der Druckplatte bis zum Arbeitspunkt und die Federkonstante der Belagfederung und/oder der Blattfedern 853 berücksichtigt.

Es versteht sich, daß die Kupplung auch mit einem in zwei Richtung axial verlagerbaren Elektromagneten statt der Elektromagneten 820a, 820b, der an jeweils einem Ende einen Reibkontakt mit den Reibkontaktflächen 875, 877 bildet, aus und eingerückt werden kann. Die Verwendung von zwei Elektromagneten hat den Vorteil, daß die Rückverlagerung des Bauteils 811 beim Ausrücken der Kupplung 850 weggesteuert erfolgen kann, das heißt, beide Magneten 820a, 820b können gezielt zugleich und/oder im Wechsel betätigt werden, was eine feinere Aussteuerung des axialen Weges zur Folge haben kann.

Fig. 14 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Reibungskupplung 950, die der Reibungskupplung 850 der Fig. 13 ähnlich ist, wobei nur ein axial verlagerbarer und drehfest mit dem Gehäuse 903a verbundener Elektromagnet 920 vorgesehen ist, der mittels der Reibkontaktfläche 975 mit dem Bauteil 913 und mittels der Reibkontaktfläche 977 mit dem Bauteil 911 reibschlüssig verbindbar ist. Der Axialantrieb kann einer erfindungsgemäße Federspindel nach den Fig. 4, 6, 8, 9, 12 oder ein - hier gezeigter - Rampenmechanismus 901 sein, der zumindest zwei über den Umfang verteilte, bogenartige Rampen 912a mit einem Radial - und einem Axialweganteil und entsprechend komplementär ausgestaltete Rampen 912b im Bauteil 911, zwischen denen Wälzkörper 927 geführt sind, aufweist.

Bei Vorliegen derselben Reibverhältnisse an den Bauteilen 911, 913 bleibt der Ausrücker 901 stationär. Bei einem Reibschluß der Reibkontaktfläche 975 durch den Elektromagneten 920 wird das Bauteil 913 gegen das Gehäuse 903a gebremst und durch den rotierenden Kupplungsdeckel 992 eine Drehbewegung in den Rampenmechanismus geleitet, beide Rampen 912a, 912b mittels der Führung der Wälzkörper gegeneinander verdreht und durch den Axialanteil der Rampen axial verlagert werden und die Kupplung einrücken. Der Ausrückvorgang erfolgt durch Anbremsen des Teils 811 durch Bildung eines Reibschlusses mit der Reibkontaktfläche 977.

In Fig. 16 ist ein Schwungrad 1070 im Schnitt dargestellt, welches eine Primärmasse 1070a und eine Sekundärmasse 1070b besitzt, welche entgegen der Wirkung eines Energie-

22

speicher 1074 aufweisenden Dämpfers relativ zueinander verdrehbar sind. Das Schwungrad 1070 trägt eine Reibungskupplung 1050, die über eine Ausrückeinrichtung 1020 betätigbar ist. Wie aus einem Vergleich zwischen der Fig. 16 und der Fig. 15 hervorgeht, sind die Anordnung und der Aufbau sowie die Funktionsweise beider Einrichtungen gleich beziehungsweise sehr ähnlich, so daß eine diesbezügliche genauere Beschreibung der Fig. 16 nicht erforderlich ist.

Die Betätigungseinrichtung 1020 umfaßt einen elektrischen Drehantrieb 1020a, der hier als mehrpoliger Außenläufermotor ausgebildet ist.

Der Elektroantrieb beziehungsweise Elektromotor 1020a umfaßt einen Stator 1002 der drehfest - beispielsweise über einen Presssitz - verbunden ist mit dem einen hülsenförmigen Ansatz 1001a aufweisenden Trägerflansch 1001. Der Trägerflansch 1001 wird hier von einem Getriebegehäuse beziehungsweise einer Kupplungsglocke 1035 getragen.

Die Wicklungen beziehungsweise Wickelköpfe 1003 sind unterhalb und/oder außerhalb des Blechpaketes 1002a, über den Umfang verteilt, angeordnet. Die Wicklungen beziehungsweise Wickelköpfe 1003 können derart angeordnet und ausgebildet sein, daß zwischen diesen genügend Platz vorhanden ist um Hall-Sensoren anzuordnen. Mittels dieser Hall-Sensoren oder anderer Sensoren kann die Anzahl der Relativverdrehungen beziehungsweise die Winkelstellung sowie die Drehrichtung zwischen dem Stator 1002 und dem diesen umgebenden Rotor 1004 ermittelt werden. In vorteilhafter Weise kann der Rotor 1004 Permanentmagnete aufweisen. Diese Permanentmagnete können in vorteilhafter Weise aus Seltenerde-Magneten bestehen. Die Magneten sollten aus einem Material bestehen, das hohe Temperaturen widersteht und gleichzeitig eine hohe Leistungsdichte ausweist. Die Temperaturfestigkeit sollte dabei in der Größenordnung von mindestens von 200°Celsius vorzugsweise bis 350°Celsius und höher betragen. In vorteilhafter Weise können die Magnete aus einzelnen Plättchen bestehen, die direkt auf das Rotorgehäuse 1007 befestigt sind. Diese Befestigung kann beispielsweise durch eine Klebverbindung erfolgen. Zweckmäßig kann es jedoch auch sein, einen gesinterten Ring einzusetzen, der nach der Formgebung magnetisiert wird.

Letztere Ausführungsform hat den Vorteil der geringeren Herstellkosten und der einfacheren Montage.

Der Rotor 1004 ist gegenüber dem Stator 1002 über ein Lager 1005, das hier als Rillankugellager 1005 ausgebildet ist, gelagert. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel dient das Gehäuse 1007 des Rotors 1004 unmittelbar zur Lagerung. Um eine einwandfreie konzentrische Lage zwischen Stator 1002 und Rotor 1004 zu gewährleisten, ist eine von der Lagerstelle 1005 axial beabstandete Lagerstelle 1006 vorgesehen, welche hier als Gleitlager ausgebildet ist. Die Lagerstelle 1006 kann jedoch ein Wälzlager wie zum Beispiel ein Nadel- oder ein Kugellager aufweisen. Durch die beiden Lagerstellen 1005 und 1006 wird die Einstellung eines definierten radialen Spieles zwischen Rotor 1004 und Stator 1002 gewährleistet. Weiterhin kann mittels der Lagerstellen 1004 und 1006 das Eindringen von Verunreinigungen in den Bereich zwischen Stator und Rotor vermieden werden. In vorteilhafter Weise besitzt auch das zur Lagerung 1005 dienende Wälzlager wenigstens eine axiale Abdichtung, die ein Eindringen von Verunreinigungen in die Lagerung 1005 beziehungsweise in den inneren Bereich des Stators 1002 und Rotors 1004 verhindert.

Das Federband 1015 ist in einer ringförmigen Aussparung beziehungsweise Aufnahme, die durch die beiden Bauteile 1011 und 1012 begrenzt beziehungsweise gebildet wird, aufgenommen. Der in Achsrichtung betrachtete Boden

DE 100 33 649 A 1

23

der Aussparung besitzt in vorteilhafter Weise eine axiale Steigung, die derjenigen des Bandes 1015 entspricht. Die beiden Bauteile 1011, 1012 können gegeneinander elastisch oder fest und/oder gegen die Eingriffsmittel 1004b unter Zwischenlegung der Feder 1015 beabstandet sein, beziehungsweise so in ihrem axialen Abstand abgestimmt werden, dass das Band 1015 nahezu spielfrei zwischen den beiden Bauteilen 1011, 1012 untergebracht ist, wobei ein entstehender Verschleiß des Bandes 1015 und/oder der Teile 1016, 1017, 1018 bevorzugt durch eine elastische axiale Verspannung der Bauteile 1011, 1012 erzielt werden kann, so dass zumindest ein Verdrehspiel des Axialantriebs als Ausrückvorrichtung 1020 vermieden oder zumindest diesem entgegengewirkt werden kann. Dies kann insbesondere dann von Vorteil sein, wenn die Drehbewegung beziehungsweise Axialbewegung der Ausrückvorrichtung 1020 mittels Sensoren, beispielsweise Inkrementalwegsensoren kontrolliert, gesteuert oder geregelt wird. Weitere Einzelheiten der Ausrückeinheit 1020 sind in den Fig. 17 und 18 dargestellt, wobei die Fig. 18 einer Ansicht in Richtung des Pfeiles XVIII der Fig. 17 entspricht. Die Fig. 17 zeigt einen Schnitt durch die Ausrückeinrichtung 1020, welcher gegenüber der in Fig. 16 gezeigten Schnittebene winkelmäßig versetzt ist um die Rotationsachse 1095. In den Fig. 17 und 18 werden für die gleichen Bauteile beziehungsweise die gleichen Bereiche auch die gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 16 verwendet.

Die in Fig. 17 angedeuteten schrägen Ausläufe 1012a und 1011a gewährleisten, daß die Enden des Federbandes 1015 bei der Montage und während des Betriebes der Ausrückeinrichtung 1020 stets in die richtige Position gelangen.

Das Federband 1015 ist mittels der Verspannkraft, welche über die Verspannungsmittel in Form von Senkschrauben 1020a aufgebracht wird, belastet. Diese Verspannkraft gewährleistet, daß die Bauteile 1011 und 1012 axial aufeinander zu verspannt werden. Durch die erwähnte Verspannkraft wird also das Band 1015 in den Bauteilen 1011 und 1012 fixiert.

Die schrägen Ausläufe 1011a und 1012a dienen weiterhin zur Führung beziehungsweise Abstützung der Nadellager 1017 beziehungsweise der Lagerschalen 1018, wenn die Ausrückeinrichtung beziehungsweise der Axialantrieb im Bereich der letzten Windung des Bandes 1015 betrieben wird.

Der Ring 1010 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel mit dem Rotor 1004 drehfest verbunden. Diese Verbindung kann mittels einer Schrupfverbindung oder aber mittels einer Stemmverbindung oder durch Schweißen erfolgen. Der äußere, in axialer Richtung verbreiterte Teil des Ringes 1004a dient als Axialanschlag gegenüber den Teilen 1011 und 1012. Durch Anlage der entsprechenden Bereiche der Teile 1011 und 1012 am Ring 1010 wird der axiale Weg der Betätigungseinrichtung 1020 begrenzt.

Wie aus Fig. 17 und 18 zu entnehmen ist, sind die Bauteile 1011 und 1012 gegenüber dem Trägerflansch 1001 über Führungsmittel 1013 sowohl gegen Verdrehung gesichert als auch in axialer Richtung geführt. Hierfür sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel Stifte 1013 und Gleitführungen 1014 vorgesehen. Die Stifte 1013 verlaufen parallel zur Drehachse 1095 und sind mit dem Trägerflansch 1001 fest verbunden. Die Gleitführungen 1014 sind von wenigstens einem der Bauteile 1011, 1012 getragen.

Das in Fig. 16 dargestellte Ausrücklager 1009 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel von dem Bauteil 1011 getragen. Die Festlegung des Ausrücklagers 1009 am Bauteil 1011 kann beispielsweise mittels eines Sicherungsringes erfolgen. In vorteilhafter Weise ist das Ausrücklager 1009 als sogenanntes selbstzentrierendes Ausrücklager ausgebildet.

24

Um ein selbsttätiges Rückstellen der Betätigungseinrichtung 1020 bei Wegnahme beziehungsweise bei Entfall des Motordrehmomentes zu gewährleisten, kann es zweckmäßig sein, wenn die komplette Führungseinheit (Trägerflansch 1001 mit Führungen) nochmals gelagert wird, so daß der Trägerflansch 1001 um die Achse 1095 verdrehbar ist. Das vom Motor zur Betätigung aufgebraachte Drehmoment (Stützmoment) kann dann von einem Energiespeicher zum Beispiel einer Spiralfeder abgestützt werden, welche zwischen dem Trägerflansch 1001 und einem drehfesten Bauteil, wie zum Beispiel Kupplungsglocke oder Getriebegehäuse, vorgesehen ist. Über die in dem erwähnten Energiespeicher gespeicherte Energie kann dann die Betätigungseinrichtung 1020 zurückgestellt werden.

Bezüglich weiterer Merkmale und Funktionsweisen sowie Ausbildungsmöglichkeiten, der in der Verbindung mit den Fig. 16 bis 18 beschriebenen Betätigungseinrichtung, wird auf die in Zusammenhang mit den Fig. 1 bis 15 beschriebenen Ausführungsformen verwiesen.

Das in Fig. 19 dargestellte Kupplungsaggregat 1170 umfaßt zwei Reibungskupplungen 1170a und 1170b.

Die Reibungskupplung 1170a besitzt bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel eine Kupplungsscheibe 1155a, die unmittelbar mit der Abtriebswelle 1103a eines Motors, wie insbesondere einer Brennkraftmaschine, antriebsmäßig verbindbar ist. Die Reibungskupplung 1170b besitzt eine Kupplungsscheibe 1155, welche mit der Eingangswelle 1103 eines nicht näher dargestellten Getriebes verbindbar ist. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel besitzt die Kupplungsscheibe 1155, wie aus Fig. 19 zu entnehmen ist, einen Hauptdämpfer und einen sogenannten Leerlaufdämpfer. Die Reibungskupplungen 1170a und 1170b besitzen jeweils Betätigungsmittel 1193 und 1194, die bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch radial nach innen gerichtete Tellerfederzungen 1193 und 1194 gebildet sind. Die die Zungen 1193 und 1194 besitzenden Tellerfedern 1195, 1196 sind jeweils verschwenkbar an einem Gehäuse 1197, 1198 gelagert und beaufschlagen jeweils eine Anpressplatte 1199, 1199a. Das eine Trägheitsmasse bildende Bauteil 1180 trägt beziehungsweise bildet die Gegenanpressplatten 1181 beziehungsweise 1181a der Reibungskupplungen 1170b beziehungsweise 1170a. Das Bauteil 1180 ist über eine Lagerung 1182 derart gelagert, daß es sich bei geöffneter Reibungskupplung 1170a gegenüber der Welle 1103a drehen kann. Bei geöffneter Reibungskupplung 1170b kann sich das Trägheitsbauteil 1180 gegenüber der Welle 1103 frei drehen. Sofern beide Kupplungen 1170a und 1170b geöffnet sind, ist das Trägheitsbauteil 1180 gegenüber beiden Wellen 1103a und 1103 drehbar. In vorteilhafter Weise kann das Trägheitsbauteil 1180 Bestandteil einer sogenannten Anlasser-Generator-Maschine sein, wobei es dann den Rotor bildet. Diese elektrische Maschine kann weiterhin derart ausgestaltet sein, daß sie auch als Elektromotor für den Antrieb oder zumindest zur Unterstützung des Antriebes eines Kraftfahrzeuges dienen kann. Eventuell kann die Starterfunktion entfallen und ein extra Starter vorgesehen werden. Bezüglich des Einsatzes und der genaueren Ausgestaltung derartiger elektrischer Maschinen wird auf folgende Schutzrechte verwiesen:

DE 198 38 853 A1, DE 198 01 792 A1, DE 197 45 995 A1, DE 197 18 480 A1.

Die Reibungskupplungen 1170a und 1170b sind über eine Betätigungseinrichtung 1120 aus- und einrückbar. Die Betätigungseinrichtung 1120 besitzt zwei Aktoren 1120a, 1120b. Die beiden Aktoren 112a, 1120b sind hier von einem Getriebegehäuse oder einer Kupplungsglocke getragen und zwar in ähnlicher Weise, wie dies in Zusammenhang mit der Betätigungseinrichtung 1020 gemäß Fig. 16 beschrieben

DE 100 33 649 A 1

25

wurde. Ein Vergleich des Aktors 1120b mit dem Aktor 1020 gemäß Fig. 16 zeigt, daß diese beiden, mit einem Elektroantrieb ausgestatteten Aktoren, zumindest bezüglich des Aufbaues praktisch identisch ausgebildet sind. Auch der Aktor 1120a hat zumindest bezüglich der funktionellen Bauteile einen ähnlichen Aufbau wie die Aktoren 1120b beziehungsweise 1020.

Wie aus Fig. 19 zu entnehmen ist, ist der Aktor 1120b radial innerhalb und koaxial zum Aktor 1120a angeordnet. Darüber hinaus sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel die beiden Aktoren 1120a und 1120b axial ineinander geschachtelt und zwar bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel derart, daß sie getriebeseitig praktisch bindig enden. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn die Aktoren 1120a, 1120b in axialer Richtung zueinander zumindest teilweise versetzt angeordnet sind.

Wie aus Fig. 19 weiterhin hervorgeht, sind bei dem Aktor 1120b die für den Antrieb erforderlichen elektrischen Komponenten, wie zum Beispiel die den Rotor 1104 und den Stator 1102 bildenden Komponenten, radial innerhalb des hier ein Band 1115 aufweisenden mechanischen Antriebes angeordnet. Bei dem Aktor 1120a ist diese Anordnung in radialer Richtung betrachtet umgekehrt, da bei diesem der Rotor 1104a und der diesen umgebenden Stator 1102a radial außerhalb des Federbandes 1115a angeordnet sind. Für manche Anwendungsfälle kann es auch zweckmäßig sein, wenn – in radialer Richtung betrachtet – der Aktor 1120b einen Aufbau wie der Aktor 1120a besitzt. Es kann jedoch auch der Aktor 1120a – in radialer Richtung betrachtet – den gleichen prinzipiellen Aufbau besitzen wie der Aktor 1120b. Weiterhin kann es von Vorteil sein, wenn die Betätigungseinrichtung 1120 derart aufgebaut ist, daß die die Bänder 1115 und 1115a aufweisenden mechanischen Axialantriebe für die Ausrücklager 1109 und 1109a radial zwischen sich die für den entsprechenden elektrischen Antrieb notwendigen Statorelemente und Rotorelemente aufnehmen. So könnten beispielsweise die Bänder 1115 und 1115a eine derartige Durchmesserdifferenz besitzen, daß der dadurch zwischen diesen beiden Bändern 1115, 1115a gebildete ringförmige Bauraum ausreicht, um einen gemeinsamen Stator aufzunehmen, wobei dann radial innerhalb und radial außerhalb dieses Stators jeweils ein ringförmiger Rotor angeordnet ist. Durch entsprechende Strombeaufschlagung kann wahlweise entweder nur ein Rotor oder aber auch beide angetrieben werden. Falls erforderlich können auch noch Bremsen vorgesehen werden, mittels derer die Rotoren wahlweise abgebremst beziehungsweise festgehalten werden können. In vorteilhafter Weise können derartige Bremsen durch elektromagnetisch betätigbare Bremsen beziehungsweise elektromagnetische Bremsen gebildet sein.

Das in Fig. 20 dargestellte Kupplungsaggregat 1270 ist als sogenannte Doppelkupplung ausgebildet, die beispielsweise in Verbindung mit einem Lastschaltgetriebe oder einem Getriebe mit einem Nebenantrieb und/oder Nebenantrieb verwendet werden kann. Das Kupplungsaggregat 1270 besitzt zwei unabhängig voneinander betätigbare Kupplungen 1270a, 1270b, die jeweils eine Kupplungsscheibe 1255a, 1255b aufweisen. Die Kupplungsscheiben 1255a, 1255b sind über eine Nabe mit jeweils einer Welle 1203, 1203a antriebsmäßig verbunden. Die Welle 1203b ist als Hohlwelle ausgebildet, welche die Welle 1203 umgibt, beziehungsweise aufnimmt. Das Kupplungsaggregat 1270 ist mit der Abtriebswelle 1203a eines Motors verbunden. Wie aus Fig. 20 entnehmbar ist, besitzen die beiden Reibungskupplungen 1270a und 1270b jeweils einen Energiespeicher in Form einer Tellerfeder 1295, 1296, welche jeweils an einem Gehäuse 1297, 1298 verschwenkbar gelagert sind. Die

26

Tellerfedern 1295, 1296 besitzen einen als Energiespeicher dienenden Grundkörper 1295a, 1296a, von dem radial nach innen gerichtete Zungen 1293, 1294 ausgehen. Die Tellerfedern 1295, 1296 beaufschlagen jeweils eine Anpressplatte 1299, 1299a, welche zu den Reibungskupplungen 1270a, 1270b gehören. Die Reibungskupplungen 1270a, 1270b haben eine gemeinsame Gegenanpressplatte 1281, die Bestandteil eines Trägheitskörpers 1280 ist. Der Trägheitskörper 1280 wird von einer Trägerplatte 1282 getragen, welche mit der Abtriebswelle 1203a antriebsmäßig verbunden ist. Wie aus Fig. 20 zu entnehmen ist, ist die Kupplungseinrichtung 1270 derart aufgebaut, daß die Reibungskupplungen 1270a und 1270b sich axial beidseits der Gegenanpressplatte 1281 befinden.

Die Reibungskupplung 1270b ist über eine Betätigungseinrichtung beziehungsweise einen Aktor 1220 betätigbar, und zwar in ähnlicher Weise wie dies in Zusammenhang mit Fig. 16 in Verbindung mit der Betätigungseinrichtung beziehungsweise dem Aktor 1020 oder aber auch in Verbindung mit den anderen Figuren beschrieben wurde.

Die Reibungskupplung 1270a, welche axial angrenzend an den Motor vorgesehen ist, ist über eine Betätigungseinrichtung beziehungsweise einen Aktor 1220a betätigbar. Der Aktor 1220a ist bezüglich der diesen bildenden Bestandteile beziehungsweise Bauteile und seiner Funktionsweise ähnlich aufgebaut wie die in Zusammenhang mit den anderen Figuren beschriebenen Betätigungseinrichtungen beziehungsweise Aktoren und insbesondere diejenigen, die in Zusammenhang mit Fig. 16 bis 19 beschrieben wurden. Dies ergibt sich bereits aus einem Vergleich zwischen den dargestellten Bestandteilen der Betätigungseinrichtung 1220a mit den Bestandteilen der anderen Betätigungseinrichtungen. So sind beispielsweise ein Federband 1215, ein Stator 1202, ein Rotor 1204, die zwischen Rotor und Stator vorgesehene Lagerung 1205 und das Ausrücklager 1209 erkennbar. Die Ausrückvorrichtung 1220a ist um einen hülsenartigen Abstandshalter 1283 angeordnet, der zwischen der Trägerplatte 1282 und der Abtriebswelle 1203a des Motors vorgesehen ist. Der Rotor 1204 ist radial innerhalb des Stators 1202 angeordnet, das bedeutet also, daß der Aktor 1220a einen als Innenläufer ausgebildeten Elektromotor aufweist.

Die axiale Führung der das Ausrücklager 1209 umfassenden, axial beweglichen Teile erfolgt über einen rohrähnlichen Bereich 1201a, der an einem Trägerbauteil 1201b vorgesehen ist.

Die Reibungskupplung 1270b besitzt eine Kraftkompensation, die den Kraftverlauf zum Betätigen der Reibungskupplung 1270b optimiert, so daß die von der Betätigungseinrichtung 1220 aufzubringende maximale Betätigungskraft verhältnismäßig gering gehalten werden kann. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist diese Kraftkompensation mittels einer Kompensationsfeder 1286 realisiert. Derartige Kompensationsfedern sind beispielsweise in der DE 195 10 905 A1 beschrieben.

Die beiden Reibungskupplungen 1270a und 1270b sind weiterhin jeweils mit einer zumindest den Verschleiß der Reibbeläge der Kupplungsscheiben 1255a, 1255b ausgleichende Nachstelleinrichtung 1287, 1287a ausgerüstet.

Fig. 21 zeigt einen Teil eines Kupplungsaggregats 1370 mit einer Ausrückvorrichtung 1301, die in den Kupplungsdeckel 1392 integriert ist und mittels eines Druckkrings 1376 einen einarmigen Hebel oder Energiespeicher 1357 wie Tellerfeder axial beaufschlagt, wobei dieser wiederum die Druckplatte 1354, die mittels nicht näher dargestellter Verbindungsmittel wie beispielsweise Blaufedern axial verlagbar und zentriert mit dem Deckel 1392 oder einem anderen mit der Kurbelwelle drehenden Teil verbunden ist, axial

DE 100 33 649 A 1

27

beaufschlagt. Der gezeigte Aufbau kann beispielsweise in Abänderung des Kupplungsaggregats 770 in Fig. 15 eingesetzt werden, wobei im wesentlichen die entsprechenden Teile 754, 792, 757, 720 ersetzt werden. Es versteht sich, dass ein derartiger Aufbau für Kupplungen mit starrem oder flexiblem Schwungrad und/oder einem Zweimassenschwungrad vorteilhaft sein kann.

Der Hebel 1357 kann starr oder axial elastisch beispielsweise als Tellerfeder ausgeführt sein und stützt sich mit seinem radial äußeren Ende 1357a an einem im Kupplungsdeckel eingelassenen Anschlagring 1392a ab. Radial innen ist die Druckplatte 1354 mittels eines Anschlagrings oder mittels über den Umfang verteilter Nocken 1354a an den Hebel 1357 angelegt, so dass mittels einer einarmigen Hebelfunktion die Druckplatte 1354 mittels eines Druckrings 1376 der Ausrückvorrichtung 1301, die auf einen radial inneren Bereich 1357b des Hebels 1357 drückend einwirkt, axial verlagert und in Verbindung mit – nicht näher dargestellten – Kupplungsbauteilen wie einer Anpressplatte und einer mit der Getriebeeingangswelle drehfest verbundenen Kupplungsscheibe ein Reibschluss zwischen Kurbelwelle und Getriebeeingangswelle hergestellt wird. Mittels weiterer Hebelanordnungen können mittels dieser Ausführung weitere vorteilhafte Formen gedrückter und gezogener Kupplungen realisiert werden, wobei der Druckring hier entsprechend ausgestaltet werden kann, so dass er ziehende und/oder drückende Funktionen wahrnehmen kann. In diesem Beispiel handelt es sich entsprechend dieser Bezeichnungen um eine gedrückte Kupplung, die in jeder axialen Stellung der Ausrückvorrichtung 1320 zwischen deren funktionellen Endbereichen beziehungsweise an jeder axialen Stellung des Druckrings 1376 wegen der selbsthemmenden Funktion des Axialantriebs 1310 selbsthaltend eingestellt werden kann.

In dem gezeigten Ausführungsbeispiel der Fig. 21 ist insbesondere aus Bauraumgründen der Axialantrieb 1310 der Ausrückvorrichtung 1301 vom Drehantrieb 1320 räumlich, das heißt axial, getrennt. Hieraus resultiert ein radial verringerter Bauraumanspruch der Ausrückvorrichtung 1301. Das Gehäuse 1311 des Axialantriebs 1310 ist mittels eines Lagers wie beispielsweise dem Wälzlager 1309 gegen den Kupplungsdeckel 1392 verdrehbar an dessen Innenumfang angeordnet und axial mittels eines Sicherungsrings 1309a gesichert. Das Gehäuse 1311 stützt sich axial mittels eines Axialanschlages 1311c am Wälzlager 1309 ab. Die beiden Gehäusehälften 1311a, 1311b sind radial außen mittels Befestigungsmitteln 1311d verbunden. Die spiralförmig gewundene mit auf Block liegenden Windungen versehene Bandfeder 1315 ist an deren Enden jeweils mit einem Gehäuseteil 1311a, 1311b verbunden und nimmt mehrere, beispielsweise drei über den Umfang verteilte radial ausgerichtete Eingriffsmittel wie Stifte 1332 auf, die verdrehbar mittels der Lager 1327a, 1327b in dem Träger 1327 aufgenommen sind. Die Lager 1327a, 1327b können Gleit- oder Wälzlager sein. Der Träger 1327 ist auf einer Hülse 1328 aufgenommen, die ein Flanschteil 1329 trägt, auf dem der Druckring 1376 aufgenommen ist. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind die Teile 1327, 1329, 1376 miteinander fest verbunden, beispielsweise verschweißt, vernietet, verrastet oder dergleichen. Es versteht sich, dass diese Teile 1327, 1329, 1376 auch zwei- oder einteilig ausgebildet sein können. Die Teile 1327, 1329, 1376 sind gegen den Kupplungsdeckel 1392 oder gegen das Gehäuse 1311 zentriert, beispielsweise – wie hier gezeigt – mittels über den Umfang verteilter Zentriernocken oder eines Bords 1311e.

Der Drehantrieb 1320 ist mit dem nur teilweise gezeigten Getriebegehäuse 1303a unter axialer verlagerbar und drehfest verbunden, beispielsweise mittels eines axial wirksa-

28

men Energiespeichers wie Schraubenfeder 1335, die das Gehäuse 1321 des Drehantriebs axial gegen das Getriebegehäuse 1303a verspannt, verbunden, wobei in den die Spiralfeder 1335 aufnehmenden Gehäuseteilen 1303a, 1321 entsprechende – nicht näher dargestellte – Aufnahmeeinrichtung, die ein Verdrehen dieser verhindern vorgesehen sind, beispielsweise Vertiefungen, in die die Schraubenfeder 1335 eingchakt oder verrastet wird. Eine weitere Möglichkeit zur axial verlagerbaren Befestigung und Zentrierung der beiden Gehäuseteile 1303a, 1321 gegeneinander können Blattfedern sein.

Am Innenumfang des Gehäuses 1321 des Drehantriebs 1320, der hier als elektrischer Motor – weiterhin vorteilhaft können hydraulische oder pneumatische Turbinen oder dergleichen sein – vorgesehen ist, ist der Stator 1336 fest mit dem Gehäuse 1321 verbunden. Radial innerhalb ist auf dem Stator 1336 mittels des Wälzlagers 1338 der Rotor 1337 verdrehbar gelagert, der stirnseitig in Anlagekontakt mit den Stiften 1332 steht.

Die Funktionsweise ergibt sich wie folgt: Im inaktivierten Zustand des Drehantriebs 1320 drehen der Rotor 1337 im Anlagekontakt mit den Stiften 1332 und das Flanschteil 1329 mit der Drehzahl des Kupplungsaggregats 1370. Durch den selbsthemmenden Axialantrieb 1310 bleibt die axiale Stellung des Hebels 1376 erhalten, bis der Axialantrieb 1310 durch den Drehantrieb 1320 aktiviert wird. Bei Aktivierung des Drehantriebs 1320 treibt der Rotor 1337, der hierzu auf eine größere oder kleinere Drehzahl als die des Kupplungsdeckels 1392 beschleunigt beziehungsweise verzögert wird, die Stifte 1332 an, wobei die Anpresskraft der Stifte 1332 an das Federband 1315 mittels der Feder 1335 eingestellt wird. Zur Optimierung des Reibkontaktes können die Kontaktflächen zwischen den Stiften 1332 und dem Rotor 1337 mit einem Reibbelag versehen sein, beispielsweise können die Stifte mit einem Kunststoffbelag mit hohem Reibwert umkleidet sein. Weiterhin kann ein Reibring, beispielsweise aus Gummi oder Kunststoff um den Stiftenumfang angeordnet sein, wobei die Stiftoberfläche zur Erhöhung der Haftung des Reibrings aufgeraut, beispielsweise geriffelt, gerändelt oder dergleichen sein kann. Durch das Anreiben der Stifte 1332 wird die Feder 1315 relativ zu den Stiften 1332 umgeschichtet, wobei das Verhältnis der Radien r_1 der Stifte an den Kontaktflächen zum Rotor 1337 und r_2 an der Kontaktfläche zur Feder 1315 eine erste Übersetzung einstellen kann. Durch die Umschichtung der Feder 1315, die sich axial an den Stiften 1332 abstützt wird der Hebel 1376 axial verlagert und die Kupplung entgegen der Federkraft der Tellerfeder 1357 vom in der Fig. 21 dargestellten ausgetrückten Zustand aus eingerückt. Bei Umkehr des Drehsinns des Drehantriebs 1320 wird die Feder 1315 in entgegengesetzte Richtung umgeschichtet, dabei stützt sie sich an einem zweiten – nicht dargestellten Satz Stiften, die axial zu den Stiften 1332 versetzt angeordnet sind, ab, die nicht zwangsläufig angetrieben sein müssen, da das Aufnahmeteil 1327 bereits mittels der Stifte 1332 angetrieben wird, und die Kupplung rückt unter Mitwirkung der Tellerfeder 1357 aus.

Die Fig. 22 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines Kupplungsaggregats 1470, das bis auf die Ausrückvorrichtung bis auf den Drehantrieb 1420 mit dem Kupplungsaggregat 1370 der Fig. 21 identisch ist. Der Drehantrieb 1420 ist in dem gezeigten Ausführungsbeispiel mit einem weiteren Axialantrieb 1450 übersetzt, so dass der Elektromotor 1420a mit Rotor 1437 und Stator 1436 bezüglich seiner Leistung kleiner ausgelegt werden kann. Das Gehäuseteil 1421 des Drehantriebs 1420 ist an einem Gehäuseteil 1403a des Getriebes zentriert sowie axial und drehfest aufgenommen. Radial innerhalb des Gehäuseteils 1421 ist auf diesem drehfest zen-

DE 100 33 649 A 1

29

triert und axial verlagerbar das Federgehäuse 1452, das die Feder 1456 des Axialantriebs 1450 beidseitig fest aufnimmt, angeordnet. Das Federgehäuse 1452 ist mit dem Ausrückring 1433, der die Stifte 1432 axial beidseitig umfaßt, über eine trennbare, drehfeste Schnappverbindung 1453 verbunden, die hier aus einem radialen, einen Hinterschnitt bildenden Ansatz 1453a, der mit einem Ring 1453b verschnappt wird, gebildet ist. Hierdurch kann während der Montage der Drehantrieb 1420 vom Kupplungsaggregat 1470 getrennt werden. Der Ausrückring 1433 kann in Abhängigkeit von der Drehrichtung des Drehantriebs 1420 ziehend und drückend eingesetzt werden, so dass der Ein- und Ausrückvorgang aktiv gestaltet werden kann und keine weiteren Federelemente notwendig sind. Die Anpresskraft der Druckplatte 1454 wird dabei von der Anpresskraft des Drehantriebs 1420 unter Berücksichtigung der Verstärkungsfaktoren der Axialantriebe 1410, 1420 vorgegeben, wobei die Selbsthemmung des Axialantriebs 1420 die Anpresskraft nach dem Zustellen der Kupplung im wesentlichen aufrecht erhalten kann.

Die Funktionsweise gegenüber der des Aggregats 1470 in Fig. 21 ist durch die Einführung eines vorverstärkenden Axialantriebs 1450 wie folgt geändert: in der Darstellung der Fig. 1 ist die Kupplung ausgerückt. Durch Aktivierung des Elektromotors 1420a verdreht sich der Rotor 1437 gegenüber dem Stator 1436 und bewegt die Stifte 1455 in Umfangsrichtung, wodurch die Feder 1456 umgeschichtet und dadurch das Federgehäuse 1452 mit dem Ausrückring 1433 axial in Richtung Druckplatte 1454 verschoben wird. Dadurch werden die Stifte 1432 mittels der axial dem Drehantrieb 1420 zugewandten Kontaktfläche 1433a abgebremsst und dadurch der Axialantrieb 1410 wie bekannt betrieben. Dieser rückt die Kupplung ein, indem er die Druckplatte 1454 axial verlagert. Bei Drehrichtungsumkehr des Drehantriebs 1450 wird die Feder 1456 umgeschichtet und durch Abstützen dieser an den Stiften 1455 werden die Stifte 1432 in Anlage mit der der Druckplatte 1454 zuweisenden Kontaktfläche 1433b in Reibkontakt gebracht und abgebremst, wodurch sich der Axialantrieb 1410 in Richtung Drehantrieb 1420 zurückbewegt. Diese Bewegung kann durch die Wirkung des Hebels 1457 unterstützt sein, wenn er als axial wirksamer Energiespeicher ausgestaltet ist. In neutraler Position, das heißt, wenn die Kupplung nicht betätigt werden soll, fährt der Drehantrieb 1450 den Ausrückring in eine Position, in der kein Reibkontakt zu den Stiften 1432 entsteht. Die Energie zum Verstellen der Kupplung kommt dabei im wesentlichen von der Rotationsenergie der Brennkraftmaschine. Mittels des Ausrückrings 1433 wird die Verstellung lediglich angesteuert, wodurch der Elektromotor 1420a mit entsprechend kleinerer Leistung ausgelegt werden kann. Es versteht sich, dass die Axialantriebe 1310, 1410 in Verbindung mit ihren Drehantrieben Ausführungsbeispiele darstellen, die auch in Verbindung mit beliebig anders ausgestalteten, mittels einer Axialbewegung aus- und einrückbaren, beispielsweise für gezogene, gedrückte, zugeführte und zugezogene Kupplungen verwendet werden können.

Fig. 22 zeigt weiterhin ein Ausführungsbeispiel einer Stillstandsverstelleinrichtung 1480 des Kupplungsaggregats 1470. Bei stillstehendem Kupplungsaggregat 1470 zwischen dem Ausrückring 1433 und den Stiften 1432 keine Relativbewegung statt, so dass der Axialantrieb die Kupplung nicht ausrücken kann. Zur Erzeugung einer derartigen Relativbewegung kann beispielsweise das Gehäuse 1411, das die Feder 1415 des Axialantriebs 1410 aufnimmt mit dem Rotor 1437 des Drehantriebs 1420 lösbar verbunden werden. Hierzu können entsprechende Mittel vorgesehen sein, beispielsweise ein Elektromagnet 1481, der mit einem Gehäuseteil, beispielsweise mit dem Getriebegehäuse-

30

teil 1403a fest verbunden ist und der Betrieb mittels eines Verriegelungselements 1482 das Federgehäuse 1411 mit dem Rotor 1437 bei Stillstand der Kupplung drehfest verriegelt. Vorteilhaft kann die Ausgestaltung des Verriegelungselements 1482 als axial verlagerbares, auf einer Welle des Elektromagneten 1481 verdrehbar angeordnetes Zahnrad sein, das mit einer um den Rotor 1437 angeordneten Außenverzahnung 1483 kämmt und beim Stillstand der Kupplung in eine Außenverzahnung 1484 zur Bildung der Stillstandsverstelleinrichtung 1480 eingreift. Weiterhin kann ein Mittel zur drehfesten Fixierung des Rotors 1437 und des Gehäuses 1411 direkt auf dem Rotor 1437 oder auf dem Gehäuse 1411 untergebracht sein, womit eine verdrehbare Ausgestaltung des Verriegelungselements 1482 entfallen kann. Es kann auch vorteilhaft sein, die Stillstandsverstelleinrichtung 1480 fliehkraftabhängig so auszugestalten, dass bei einem Stillstand der Kupplung die beiden Teile 1437, 1411 miteinander verbunden und bei einer noch vorhandenen Drehzahl der Kupplung voneinander getrennt werden.

Die Stillstandsverstellung erfolgt in der Weise, dass bei mit dem Gehäuse 1411 verbundenem Rotor 1437 der Drehantrieb 1420 aktiviert wird, wobei der Rotor 1437 die Feder 1456 umschichtet und das Gehäuse 1411 antreibt, wodurch die Feder 1415 des Axialantriebs 1410 ebenfalls und in der gleichen axialen Richtung umgeschichtet wird. Die Stifte 1432 laufen dabei ohne Funktion um, das heißt, sie stehen nicht in Reibeingriff mit dem Ausrückring 1433. Dadurch erfolgt eine axiale Verlagerung des Axialantriebs 1410 und ein Ausrücken der Kupplung. Eingerückt wird über eine Drehrichtungsumkehr des Drehantriebs 1420. Voraussetzung für eine gute Funktion der Stillstandsverstellung ist eine annähernd gleiche Übersetzung der beiden Axialantriebe 1410, 1450. Eine Kompensation gegebenenfalls unterschiedlicher Übersetzungen kann beispielsweise durch eine entsprechende Anpassung des Radienverhältnisses der Radien r_1 , r_2 der Stifte 1432 erzielt werden. Die Leistung des Elektromotors 1420a kann für die Stillstandsverstellung so ausgelegt sein, dass er zwischenzeitlich über seiner Nennleistung betrieben wird, die Dauer für einen Verstellvorgang im Stillstand kann gegenüber einer Verstellzeit der Kupplung im Normalbetrieb von $< 0,3$ s, vorzugsweise $< 0,1$ s, verlängert sein.

Fig. 23 zeigt einen Teilschnitt einer weiteren vorteilhaften Anwendung eines Axialantriebs 1520 für eine Schalkkupplung 1570 zur Verbindung zweier um eine Welle 1550 mit einer Drehachse 1550a angeordneter Losräder 1551, 1552, beispielsweise in einem Getriebe. Die Losräder sind 1551, 1552 als auf der Welle 1550 über Lager 1551b, 1552b wie Wälzlager verdrehbare Zahnräder ausgebildet, die an ihren aufeinander zuweisenden Stirnseiten jeweils einen Synchrotring 1551a, 1552a und eine Mitnahmeverzahnung 1554, 1555 aufweisen. Das Festrad 1556 ist drehfest, beispielsweise mittels einer - nicht dargestellten - Nutverbindung auf der Welle 1550 aufgenommen und aus den Teilen 1556a, 1556b gebildet, wobei axial zwischen diesen mittels Lagern 1557a, 1557b, beispielsweise Wälzlagern, um ihre Drehachse 1558 verdrehbare und in Drehrichtung der Drehachse 1550a drehfest in der Welle 1550 aufgenommene, beispielsweise drei an der Zahl über den Umfang verteilte Stifte 1532 vorgesehen sind. Die Teile 1556a, 1556b des Festrads 1556 sind axial mittels eines Sicherungsrings 1556c fixiert. Das Festrad 1556 nimmt auf einer Außenverzahnung 1559 eine innenverzahnte axial verlagerbare Schiebemuffe 1560 auf, die im Bereich ihres axialen Verschiebewegs einen Freischnitt 1561 aufweist. Aus der Schiebemuffe 1560 gebildet beziehungsweise mit dieser fest verbunden sind zwei axial beabstandete um Ringflanschteile 1562, 1563, die mittels Lagern wie Wälzlagern 1564, 1565 auf der Schiebemuffe

DE 100 33 649 A 1

31

1560 aufgenommen sind und mittels entsprechend ausgestaltet – hier nicht näher dargestellt – Anprägungen die Feder 1515 formschlüssig und drehfest aufnehmen. In die Feder 1515 greifen radial die Stifte 1532 ein, wobei die Kontaktflächen 1532a der Stifte 1532 mit der Feder 1515 unter Vorspannung verbaut sind und nur eine Seite der Stifte 1532 in Anlagekontakt mit der Feder 1515 gebracht ist. Hierzu sind axial beabstandet weitere, in ähnlicher Weise in der Welle 1550 gelagerte und über den Umfang verteilte – nicht dargestellte – Stifte vorgesehen, deren radiale Ausdehnung nicht wesentlich über die Feder 1515 ausgedehnt sein muß. Radial außen sind die Stifte 1532 mit Spiel in der Hohlnut 1567 eines Rings 1568 untergebracht, der gehäusefest, beispielsweise mittels eines Lagerbocks der Welle 1550 oder an einem Gehäuseteil des Getriebes, und axial entlang der Drehachse 1550 verlagerbar angeordnet ist. Die Axialverlagerung wird durch zwei koaxial zur Drehachse 1550a angeordnete Elektromagneten 1570, 1571 angesteuert, wobei bei Aktivierung dieser jeweils eine Seite der Stifte 1532 in Anlagekontakt beziehungsweise Reibkontakt mit dem Reibring 1572, der die Stifte an der entsprechenden Seite abbrems.

Im Grundzustand, der in Fig. 23 dargestellt ist, ist keines der Losräder 1551, 1552 mit dem Festrad 1556 verbunden, die Schiebehülse 1560 steht in Neutralstellung, keiner der beiden Elektromagneten 1570, 1571 ist bestromt. Bei drehender Welle 1550 laufen alle Teile ohne Relativverdrehung mit derselben Drehzahl infolge der Selbsthemmung des Axialantriebs 1520 um. Soll ein Losrad 1551, 1552 mit dem Festrad 1556 kraftschlüssig verbunden werden, wird der entsprechende Elektromagnet 1570, 1571 bestromt und damit der Ringflansch 1568 axial verlagert und die Stifte 1532 einseitig in Anlagekontakt mit dem Reibring 1572 gebracht. Dadurch werden die Stifte 1532 unter Ausbildung einer Drehung um ihre Achse 1558 abgebremst. Diese Drehung bewirkt, dass die Stifte das Federband 1515 antreiben, wodurch die Schiebehülse 1560 axial verlagert wird und nach Synchronisierung durch den entsprechenden Synchronring 1551a, 1552a ein Formschluss zwischen der Schiebehülse 1560 und der entsprechenden Mitnahmeverzahnung 1554, 1555 entsteht. Eine Trennung des Formschlusses erfolgt durch Abschalten des aktivieren und Bestromen des entsprechend anderen Elektromagneten 1570, 1571.

Fig. 24 zeigt eine Ansicht eines Ausführungsbeispiels eines Radialantriebs als Riemenscheibe 1601 zur Einstellung eines variablen Riementreibdurchmessers bei abgenommene Scheibenteil 1613 (siehe Fig. 25), Fig. 25 einen Schnitt entlang der Linie A-A der Fig. 24. Die Riemenscheibe 1601 ist aus einer verdrehbaren Welle 1602 gebildet, mit der zwei axial beabstandete Flanschteile 1603, 1604 fest verbunden, beispielsweise verschweißt, verstemmt oder verrastet sind. Jeweils an der abgewandten der aufeinander zuweisenden Seiten der Flanschteile 1603, 1604 ist ein Scheibenteil 1613, 1614 auf der Welle 1602 verdrehbar angeordnet. Zur Ausbildung der Lagerung, die über ein Wälzlager, Gleitlager oder dergleichen erfolgen kann, sind die Scheibenteile 1613, 1614 an deren Innenumfang mit einem axial ausgebildeten Ansatz 1615 versehen, der jeweils an dem Flanschteil 1603 beziehungsweise 1604 axial anliegt, wobei dazwischen Mittel zur Verminderung der Reibung vorgesehen sein können, und auf der gegenüberliegenden Seite mittels einer Sicherung 1616 axial fixiert ist.

In den Scheibenteilen 1613, 1614 ist jeweils eine Spiralfeder 1617, 1618 angeordnet, hier in einem radial äußeren Bereich der Scheibenteile 1613, 1614 radial zwischen zwei axialen Ansätzen 1619, 1620, wobei die Federn 1617, 1618 zumindest an einem Ende fest mit einem der axialen Ansätze 1619, 1620 verbunden wie verschweißt, vernietet, ver-

32

rastet oder eingehängt sind und damit der Drehung der Scheibenteile 1613, 1614 bei einer Relativverdrehung dieser gegen die Welle 1602 und die Flanschteile 1603, 1604 folgen. Der Antrieb der beiden Scheibenteile 1613, 1614 entgegen der Welle 1602 erfolgt mittels einer sich an einem feststehenden Gehäusesteil abstützenden – nicht dargestellten – Antriebseinheit, beispielsweise mittels eines Elektromotors, der die Scheibenteile mittels eines Formschlusses wie beispielsweise mittels einer am Außenumfang der Scheibenteile 1613, 1614 angebrachten Verzahnung 1621, die in Fig. 24 nur angedeutet ist, in eine Relativverdrehung gegenüber der Welle 1602 versetzen kann.

In die Spiralfedern 1617, 1618 greifen jeweils ein Satz über den Umfang verteilter Stifte 1622, 1623 als Eingriffsmittel ein, die in Umfangsrichtung fixiert und radial verlagerbar jeweils in entsprechenden Führungsnuten 1624, 1625 geführt sind, wobei zur Verminderung der Reibung die Stifte 1622, 1623 an den Kontaktstellen zu den Windungen der Federn 1617, 1618 und/oder an den Kontaktstellen zu den Nuten 1624, 1625 Lager 1626 vorgesehen sein können. Am ersten Satz Stifte 1622 stützen sich die Federn 1617, 1618 radial innen, am zweiten Satz Stifte 1623 radial außen ab, wobei beide Stiftsätze 1622, 1623 radial voneinander beabstandet sind. In einem Übergangsbereich 1627 werden die Federbänder 1617a, 1618a im Umfangssegment zwischen zwei Stiften 1622a, 1623a von einem Stiftsatz 1622 auf den Stiftsatz 1623 überführt, so dass bei einer Relativverdrehung der Scheibenteile 1613, 1614 gegen die Flanschteile 1603, 1604 durch Umspulen des der Federbänder 1617a, 1618a in Abhängigkeit von der Richtung der Relativverdrehung eine radiale Verlagerung der Stiftsätze 1622, 1623 bewirkt wird. Die beiden Stiftsätze 1622, 1623 werden durch einen Federring 1628, der radial zwischen den Stiftsätzen und axial zwischen den Flanschteilen 1603, 1604 angeordnet ist, voneinander beabstandet beziehungsweise aneinander gekoppelt, so dass sich die Stifte der Stiftsätze 1622, 1623 radial in beide Richtungen zum einen jeweils an dem Federband 1617, 1618 und an dem Federring 1628 abstützen.

Der – nicht dargestellte – Riemen, der auf die Riemenscheibe 1601 aufgezogen ist und ein Drehmoment auf zumindest eine weitere Riemenscheibe überträgt, ist kraftschlüssig zumindest mit dem Stiftsatz 1623 verbunden. Zusätzlich kann der Federring 1628 einen Teil des Drehmoments auf den Riemen übertragen. Die Kontaktstellen zwischen Riemen und Stiftsatz 1623 beziehungsweise Federring 1628 können dabei über einen Reibschluss, eine Mikroverzahnung, eine Korbverzahnung oder dergleichen vorgesehen sein.

Fig. 26 zeigt einen Schnitt eines weiteren Ausführungsbeispiels einer Riemenscheibe 1701, die alternativ zu der Riemenscheibe 1601 in den Fig. 24 und 25 nicht aktiv durch einen Drehantrieb verstellt wird, sondern zur Verstellung des Riementreibdurchmessers die Drehenergie der Riemenscheibe 1701 nutzt. Hierzu können mit den Scheibenteilen 1713, 1714 der Riemenscheibe 1701 die Reibflächen 1732, 1733 zweier Elektromagneten 1730, 1731, die sich gehäusefest abstützen, in Reibkontakt gebracht werden, wobei jeweils nur ein Scheibenteil 1713, 1714 mit jeweils einem Elektromagneten 1730, 1731 bei drehender Welle 1702 abgebremst wird und die hierzu entsprechend ausgestalteten Stiftsätze 1722, 1723 die daraus resultierende Verzögerung auch auf das nicht gebremste Scheibenteil übertragen. Jedes der Scheibenteile 1713, 1714 ist über eine Verzahnung 1734, 1735 mit einem Zahnrad 1736, 1737, das jeweils verdrehbar auf den Flanschteilen 1703, 1704 angeordnet ist, formschlüssig verbunden. Dabei ist die Verzahnung 1734 radial innerhalb der das Zahnrad 1737 aufnehmenden Zahn-

DE 100 33 649 A 1

33

radwelle 1738 und die Verzahnung 1735 radial außerhalb der das Zahnrad 1737 aufnehmenden Zahnradwelle 1739 angeordnet. Dies führt dazu, dass bei einer Drehbewegung der Welle 1702 das Scheibenteil 1713 bei einer Abbremsung durch den Elektromagneten 1730 in Abhängigkeit von der Drehrichtung der Welle 1702 gegenüber dieser vor- oder nachteil und mittels der daraus resultierenden Relativverdrehung zwischen dem Scheibenteil 1713 und dem über die Stiftsätze 1722, 1723 nachgeführten Scheibenteil 1714 einerseits und den Flanschteilen andererseits eine Radialverstellung der Stiftsätze 1722, 1723 erfolgt. Bei Anbremsen des Scheibenteils 1714 mittels des Elektromagneten 1731 erfolgt infolge der komplementären Anordnung der Verzahnung 1735 zur Zahnradwelle 1739 bei gleicher Drehrichtung der Welle 1702 verglichen mit einem Anbremsen des Scheibenteils 1713 eine umgekehrt gerichtete Radialverstellung der Riemenscheibe 1701, so dass der Durchmesser des Riemens durch Anbremsen der Scheibenteile 1713, 1714 bei drehender Welle 1702 vergrößert und verkleinert werden kann. Es versteht sich, dass die Radien der Zahnräder 1736, 1737 so aneinander und an die Bandstärke der Federbänder 1717a, 1718a angepasst sind, dass keine durch die Zahnräder bedingte Übersetzung zwischen den Scheibenteilen 1713, 1714 und den Flanschteilen 1703, 1704 resultiert, das heißt, dass über die Zahnräder 1736, 1737 nur ein Drehsinnumkehr stattfindet und die Relativverdrehung zwischen den Scheibenteilen 1613, 1614 und in Abhängigkeit von der Bandstärke der Federbänder 1717a, 1718a vorgegeben wird.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätsstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilerklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe erkennbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

Patentansprüche

1. Antrieb zur Erzielung einer Relativbewegung

34

zweier in Umfangsrichtung gegeneinander verdrehbar angeordnete Bauteilen, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein bezüglich des ersten Bauteils fixiertes Eingriffsmittel zwischen zumindest zwei benachbarte Windungen einer dem zweiten Bauteil drehfest zugeordneten gewundenen Feder wie Schraubenfeder oder Spiralfeder eingreift und zumindest ein Bauteil gegenüber dem anderen drehangetrieben ist.

2. Axialantrieb zur Erzielung einer axialen Relativbewegung zumindest bestehend aus zwei in Umfangsrichtung gegeneinander verdrehbar angeordneten Bauteilen, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein bezüglich des ersten Bauteils axial fixiertes Eingriffsmittel radial zwischen zumindest zwei benachbarte Windungen einer dem zweiten Bauteil drehfest zugeordneten Schraubenfeder eingreift und zumindest ein Bauteil gegenüber dem anderen drehangetrieben ist.

3. Radialantrieb zur Erzielung einer radialen Relativbewegung zumindest bestehend aus zwei in Umfangsrichtung gegeneinander verdrehbar angeordneten Bauteilen, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein bezüglich des ersten Bauteils axial fixiertes Eingriffsmittel axial zwischen zumindest zwei benachbarte Windungen einer dem zweiten Bauteil drehfest zugeordneten Spiralfeder eingreift und zumindest ein Bauteil gegenüber dem anderen drehangetrieben ist.

4. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Windungen der Feder im wesentlichen auf Anschlag angeordnet sind.

5. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb für Zug- und/oder Schubrichtung vorgesehen ist.

6. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittelachse der Feder die Mittelachse des zweiten Bauteils innerhalb des zweiten Bauteils schneidet.

7. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Feder und das zweite Bauteil zueinander koaxial angeordnet sind.

8. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Bauteile zueinander koaxial angeordnet sind.

9. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zwei Federenden aufweisende Feder mit zumindest einem Federende drehfest auf dem zweiten Bauteil fixiert ist.

10. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich zumindest ein Federende axial an dem zweiten Bauteil abstützt.

11. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich zumindest ein Federende radial an dem zweiten Bauteil abstützt.

12. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich das zumindest eine Eingriffsmittel axial beziehungsweise radial zumindest an einer Windung abstützt.

13. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Feder durch das zumindest eine Eingriffsmittel in mindestens zwei Schraubenfederabschnitte unterteilt wird.

14. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Windungen der Feder im Einbaustand durch das Eingriffsmittel in zwei auf Block angeordnete Federab-

DE 100 33 649 A 1

35

schnitte aufgeteilt wird.

15. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein die Schraubenfeder bildender Federdraht ein Federband ist.

16. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Federband im Querschnitt annähernd rechteckig ist.

17. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der radialen Breite zur Bandstärke größer als 1 : 1, vorzugsweise 3 : 1 bis 60 : 1 ist.

18. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Bandstärke < 5 mm, vorzugsweise < 2 mm ist.

19. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Verwendung des Antriebs als Axialantrieb das Verhältnis des Außendurchmessers der Schraubenfeder zur radialen Breite des Federbandes 100 : 1 bis 1 : 1, vorzugsweise 30 : 1 bis 5 : 1 ist.

20. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Verwendung des Antriebs als Axialantrieb das Verhältnis des Durchmessers der Schraubenfeder zur Bandstärke des Federbandes 700 : 1 bis 25 : 1, vorzugsweise 200 : 1 bis 40 : 1 ist.

21. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Federband oder der Federdraht aus elastischem Material, insbesondere aus Federstahl, Kunststoff und/oder Keramik besteht.

22. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfeder drei bis 300, vorzugsweise 5 bis 50 Windungen aufweist.

23. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich die beiden Bauteile in Abhängigkeit von ihrer Relativverdrehung gegeneinander axial beabstanden.

24. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich das erste Bauteil an dem zweiten Bauteil mittels des zumindest einen Eingriffsmittels auf einem in der axialen Ausdehnung in Abhängigkeit von der Relativverdrehung der beiden Bauteile gegeneinander variierenden Schraubenfederabschnitt abstützt.

25. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß für die Zug- und Schubrichtung verschiedene Eingriffsmittel wirksam sind.

26. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Federband der Schraubenfeder axial zwischen zwei Eingriffsmitteln durchgeschleift wird.

27. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Eingriffsmittel auf unterschiedlicher axialer Höhe angebracht sind.

28. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest die das Federband zwischen sich axial führenden Eingriffsmittel axial versetzt sind.

29. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die das Federband zwischen sich axial führenden Eingriffsmittel axial um eine Federbandstärke versetzt sind.

36

30. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden das Federband durchschleifenden Eingriffsmittel axial versetzt sind, wobei das vom durchgeschleiften Federband und dem abnehmenden Schraubenfederabschnitt umgebene Eingriffsmittel um eine Federbandstärke in Richtung abnehmendem Schraubenfederabschnitt axial versetzt ist.

31. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß für jede Wirkrichtung des Antriebs ein Satz Eingriffsmittel mit jeweils einem um eine Federbandstärke axial versetzten Eingriffsmittel verwendet wird.

32. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Eingriffsmittel aus einer Mehrzahl radial in Richtung Schraubenfeder beziehungsweise axial in Richtung Spiralfeder ausgerichteter und über den Umfang verteilter, mit dem ersten Bauteil verbundener Stifte besteht.

33. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Mehrzahl zwischen drei und zwölf ist.

34. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Stifte annähernd in die gesamte Breite des Federbandes in die Schraubenfeder eingreifen.

35. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß auf den Stiften ein Lager, wie Wälz- oder Gleitlager angeordnet ist.

36. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Stifte um ihre Längsachse verdrehbar mit dem ersten Bauteil verbunden sind.

37. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Stifte mittels eines Lagers, vorzugsweise eines Wälz- oder Gleitlagers in dem ersten Bauteil aufgenommen sind.

38. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Bauteile ineinander geschachtelt sind.

39. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Bauteil radial innerhalb des ersten Bauteils angeordnet ist.

40. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfeder radial zwischen dem ersten und dem zweiten Bauteil angeordnet ist.

41. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Eingriffsmittel durch zumindest eine im ersten Bauteil eingeprägte, in Umfangsrichtung verlaufende Rampe gebildet wird.

42. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zumindest eine Rampe in Umfangsrichtung axial eine Ausnehmung zur Durchführung des Federbandes aufweist.

43. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die zumindest eine Rampe über den Bereich eines Umfangs eine angenäherte Steigung in Höhe einer Federbandstärke aufweist.

44. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in

DE 100 33 649 A 1

37

dem ersten Bauteil zumindest eine segmentförmig oder umlaufend in Form eines Gewindegangs angeordnete Ausnehmung vorgesehen ist, in der eine Mehrzahl von Wälzkörpern eingelegt ist, die das zumindest eine Eingriffsmittel bilden, wobei am Endpunkt des Gewindegangs die Wälzkörper in den Anfangspunkt des Gewindegangs überführt werden.

45. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkörper im Bereich des Übergangs vom Anfangs- und Endpunkt auf einer radial gegenüber dem Radius der Schraubenfeder nach außen erweiterten Bahn geführt werden.

46. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Bahnen des Federdrahtes und der Ausnehmung für die Wälzkörper überkreuzen.

47. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkörper Tonnenform aufweisen.

48. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkörper mittels ihren Umfängen an der Ausnehmung beziehungsweise am Federdraht abrollen.

49. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß erstes und zweites Bauteil in Wirkrichtung des Antriebs vorgespannt sind.

50. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß erstes und zweites Bauteil axial gegeneinander vorgespannt sind.

51. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß erstes und zweites Bauteil entgegen der axialen beziehungsweise radialen Wirkung eines Energiespeichers vorgespannt sind.

52. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Energiespeicher die Schraubenfeder beziehungsweise Spiralfeder ist.

53. Antrieb, insbesondere nach Anspruch 50, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Verwendung des Antriebs als Axialantrieb die Schraubenfeder eine Schraubendruckfeder ist, die zwischen dem ersten und dem zweiten Bauteil vorgespannt ist, und deren Windungen im Einbauzustand zwei durch das Eingriffsmittel aufgeteilte, auf Block gepreßte Schraubenfederabschnitte bilden.

54. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Verwendung des Antriebs als Axialantrieb der Energiespeicher aus zumindest zwei über den Umfang verteilten, jeweils mit dem einen Ende an dem ersten und mit dem anderen Ende an dem zweiten Bauteil befestigten Blaufedern besteht.

55. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Energiespeicher aus zumindest einer zwischen dem ersten und zweiten Bauteil axial vorgespannten Schraubenfeder besteht.

56. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfeder bezüglich ihrer Längsachse selbstzentrierend ist.

57. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Verwendung des Antriebs als Axialantrieb das

38

Federband bezüglich seines Querschnitts ein Axialprofil aufweist.

58. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Axialprofil annähernd V-förmig ist.

59. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Spitze des V-förmigen Profils entgegen der Wirkungsrichtung der Schraubenfeder angeordnet ist.

60. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb mittels einer differentiellen Winkelgeschwindigkeit der beiden Bauteile betrieben wird.

61. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eines der beiden Bauteile gegenüber dem anderen drehangetrieben ist.

62. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eines der beiden Teile gegenüber einem gehäusefesten weiteren Bauteil drehangetrieben ist.

63. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Bauteil von einem Drehantrieb angetrieben wird.

64. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb ein Elektromotor ist.

65. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb eine Turbine wie Preßluftturbine oder dergleichen ist.

66. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb höchstens die radiale Ausdehnung des anzutreibenden Bauteils aufweist.

67. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb radial innerhalb des radial äußeren Bauteils angeordnet ist.

68. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der radial innerhalb des radial äußeren Bauteils angebrachte Drehantrieb das radial äußere oder das radial innere Bauteil antreibt.

69. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in Drehrichtung zumindest ein Anschlag vor Erreichen zumindest eines Federendes vorgesehen ist.

70. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag in Umfangsrichtung und/oder in die axiale Richtung auf die Drehbewegung dämpfend wirkt.

71. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Drehantrieb in zumindest einer axialen Richtung eine Wegbegrenzung vorgesehen ist.

72. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem elektromotorischen Drehantrieb die Begrenzung elektrisch erfolgt.

73. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Antrieb ein Wegsensor zur Bestimmung der axialen Auslenkung vorgesehen ist.

74. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Wegsensor ein Inkrementalwegsensor ist.

75. Antrieb, insbesondere nach einem der vorherge-

DE 100 33 649 A 1

39

henden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Wegsensor einen maximalen axialen Arbeitsweg des Antriebs überwacht.

76. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das radial innere Bauteil eine zentrale Öffnung aufweist.

77. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb drehfest oder verdrehbar um eine durch die zentrale Öffnung geführte Welle angeordnet ist.

78. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb drehfest auf einer rotierenden Welle befestigt ist und zu dessen Betätigung ein Bauteil gegen ein feststehendes Gehäuse gebremst wird.

79. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Bauteil mit einem rotierenden Element und zumindest ein Bauteil mit einem ein feststehenden Gehäuse kraftschlüssig verbindbar ist.

80. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle nur in eine Richtung Drehrichtung rotiert.

81. Antrieb als Axialantrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Betätigung des Antriebs in eine erste axiale Richtung ein erstes Bauteil drehfest mit der Welle und ein zweites Bauteil gegen das Gehäuse gebremst und zur Betätigung des Antriebs in eine zweite axiale Richtung das zweite Bauteil drehfest mit der Welle und das erste Bauteil gegen das Gehäuse gebremst wird.

82. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die drehfeste Verbindung mit der Welle und/oder das Bremsen gegen das Gehäuse mittels zumindest eines Elektromagneten und/oder eines mittels einer Druckversorgungseinrichtung versorgten hydraulischen oder pneumatischen Nehmerzylinders erfolgt.

83. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb eine zentrale Öffnung, durch die die Welle geführt ist, aufweist.

84. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eines der beiden Bauteile in den drehenden Teil des Drehantriebs integriert ist.

85. Antrieb, insbesondere nach Anspruch 82, dadurch gekennzeichnet, daß das andere Bauteil in das Gehäuse des Drehantriebs integriert ist.

86. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehantrieb verdrehbar oder drehfest auf der Welle gelagert ist.

87. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Bauteil auf ein axial zu verlagerndes Element mit zu diesem unterschiedlicher Winkelgeschwindigkeit einwirkt, wobei zwischen dem Bauteil und dem Element ein Wälzlager wirksam ist.

88. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Wälzlager an dem Bauteil angeordnet ist.

89. Maschinenelement zum kontinuierlichen Beabstanden zweier Maschinenbauteile, von denen eines mittels des Antriebs nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche relativ zum anderen axial beziehungsweise radial bewegt wird.

90. Maschinenelement mit einer Spannzange zum ra-

40

dialen Verspannen von Teilen unter Verwendung eines Antriebs nach einem der vorgehenden Ansprüche.

91. Riemenantrieb mit variabel einstellbarer Übersetzung mit einem zwei auf jeweils einer Welle dreh-schlüssig angeordneten Riemenscheiben, wobei zumindest auf einer Riemenscheibe ein Antrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche zum Einstellen eines variablen Durchmessers einer Riemenauflagefläche aufweist und gegebenenfalls Mittel zum Ausgleich der Länge des Riemens vorgesehen sind.

92. Ausrückvorrichtung für eine Reibungskupplung mit einer mittels eines axial wirksamen Energiespeichers zwischen zumindest zwei einer ersten Welle drehfest zugeordneten Druckplatten verspannten, einer zweiten Welle drehfest zugeordneten Kupplungs-scheibe, dadurch gekennzeichnet, daß ein auf einer der beiden Wellen angeordneter als Axialantrieb vorgesehener Antrieb nach einem der vorhergehenden Ansprüche mittelbar oder unmittelbar auf den axial wirksamen Energiespeicher einwirkt.

93. Reibungskupplung für ein Kraftfahrzeug mit einer Antriebseinheit wie Brennkraftmaschine mit einer Antriebswelle und einer Abtriebsseinheit wie Getriebe mit einer Getriebeeingangswelle, wobei im Kraftfluß zwischen der Antriebswelle und der Getriebeeingangswelle eine Reibungskupplung nach Anspruch 92 mittels eines als Axialantrieb vorgesehenen Antriebs nach einem der Ansprüche 1 bis 89 als Ausrücksystem vorgesehen ist.

94. Reibungskupplung nach Anspruch 93, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb auf der Getriebeeingangswelle angeordnet ist.

95. Geteiltes Schwungrad mit zumindest einer primären, auf einer Antriebswelle drehfest angeordneten Schwungradmasse und einer relativ zu dieser entgegen von zumindest einem in Umfangsrichtung wirksamen Energiespeicher verdrehbaren sekundären Masse mit einer Reibungskupplung nach den Ansprüchen 93 und/oder 94.

96. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dessen Drehantrieb von einem Steuergerät angesteuert wird.

97. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine Auslenkung des Antriebs mittels des Steuergeräts unter Auswertung zumindest eines Sensorsignals erfolgt.

98. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine Sensorsignal eine Drehzahl des Drehantriebs, ein Wegsignal des Drehantriebs, eine Beschleunigung des Drehantriebs, ein Kraftsignal oder eine aus diesen ableitbare, kombinierbare und/oder berechenbare Größe ist.

99. Antrieb, insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß dieser in einer automatisierten Kupplung eines Kraftfahrzeugs in Verbindung mit einem Steuergerät nach zumindest einem der Ansprüche 96 bis 98 vorgesehen ist, wobei zumindest eines der folgenden Sensorsignale für dessen Betrieb ausgewertet und/oder einbezogen wird: Raddrehzahl zumindest eines der Antriebsräder und/oder eines der nicht angetriebenen Räder, Drosselklappenstellung, Fahrzeuggeschwindigkeit, Getriebedrehzahl, Drehzahl der Antriebseinheit, Beschleunigung des Kraftfahrzeugs, Querbeschleunigung, Radblockiersignal, eingelegter Gang, über die Kupplung geleitetes Moment, Kupplungstemperatur, Getriebeöltemperatur, Öltemperatur der Antriebseinheit, Lenkwinkel.

DE 100 33 649 A 1

41

42

100. Maschinenbauteil nach einem in den vorliegenden Anmeldeunterlagen offenbarten Merkmal.

Hierzu 16 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

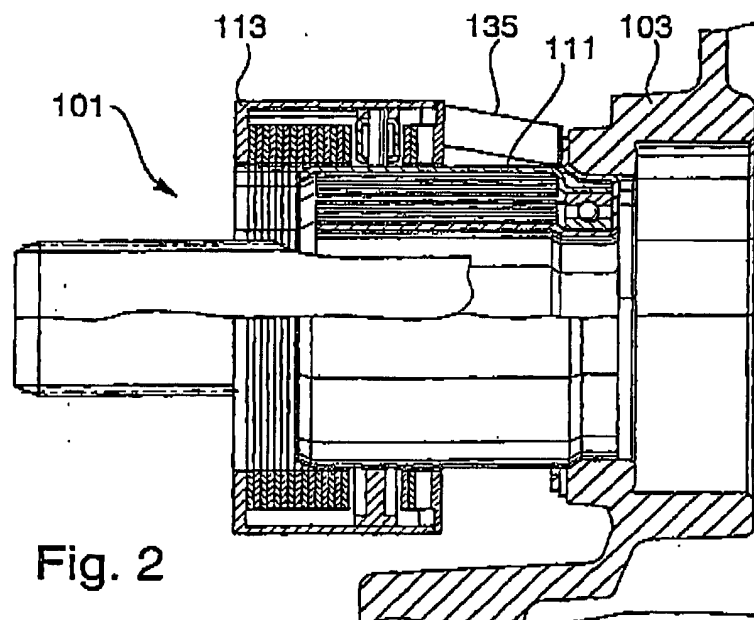
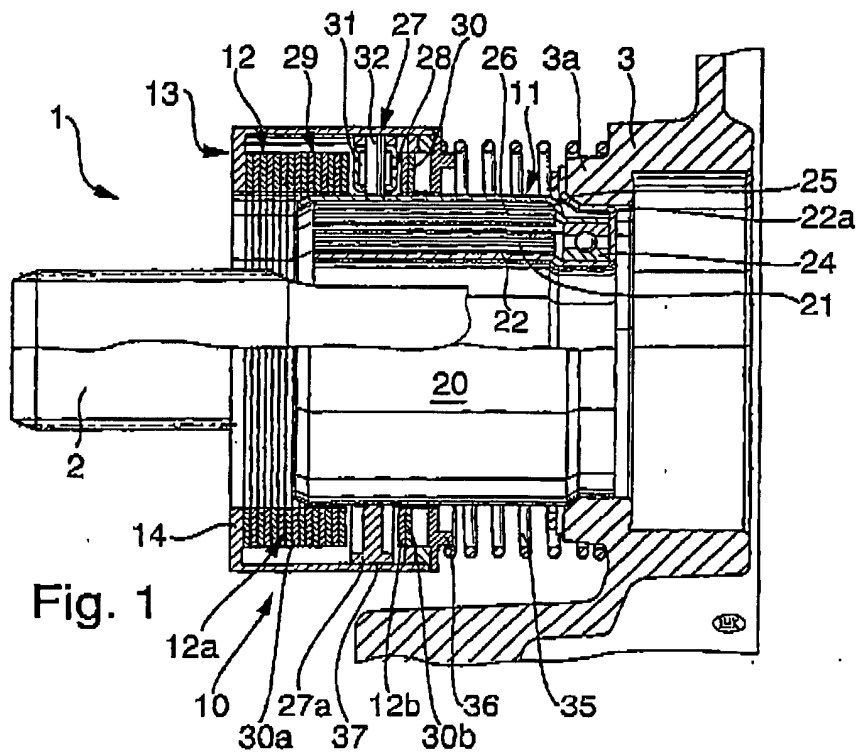
60

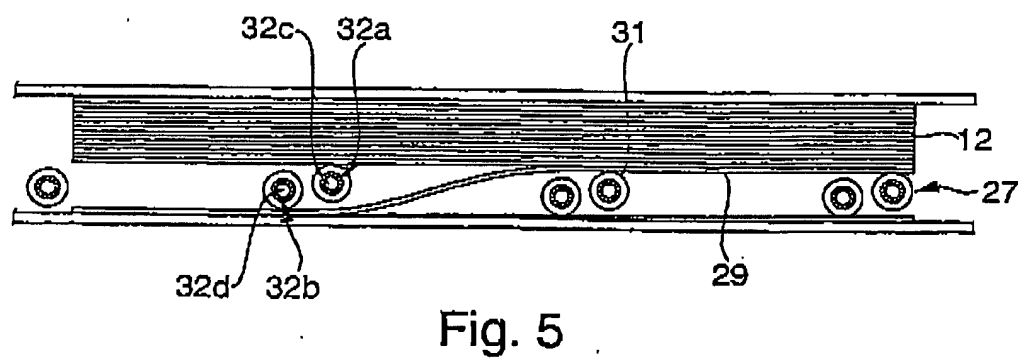
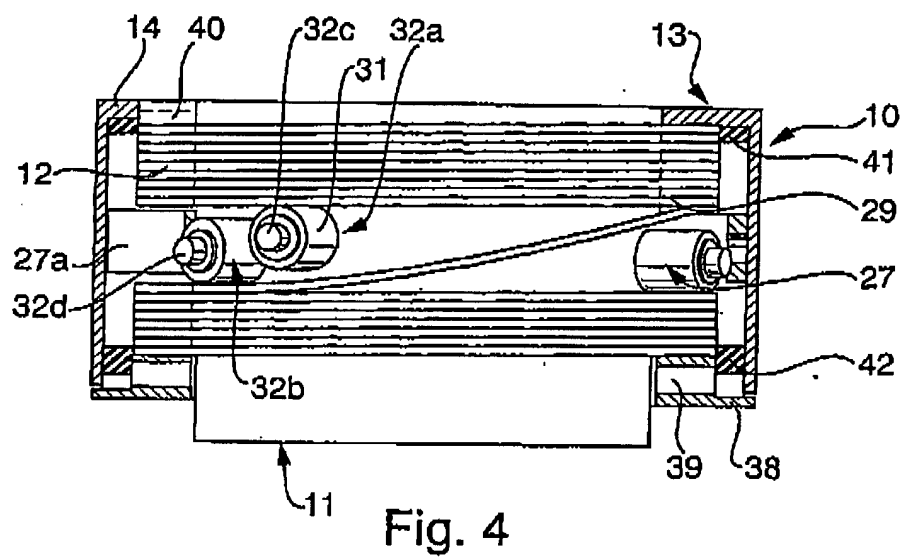
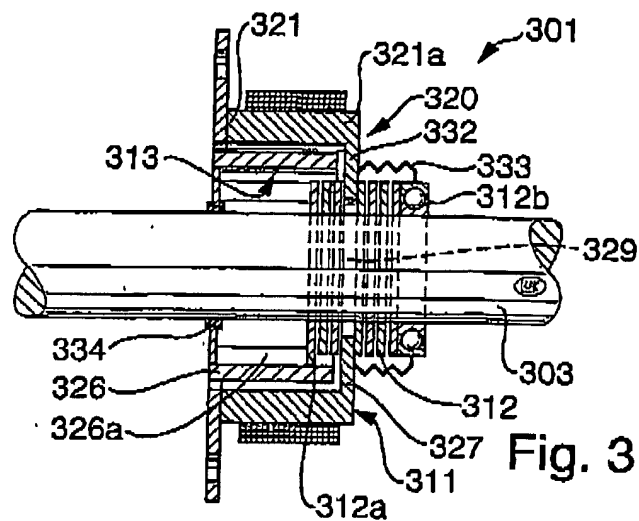
65

ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:
Int. Cl.⁷:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001





ZEICHNUNGEN SEITE 3

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001

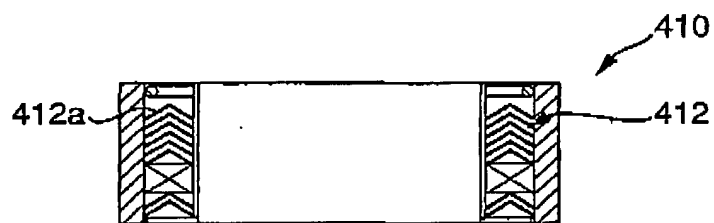
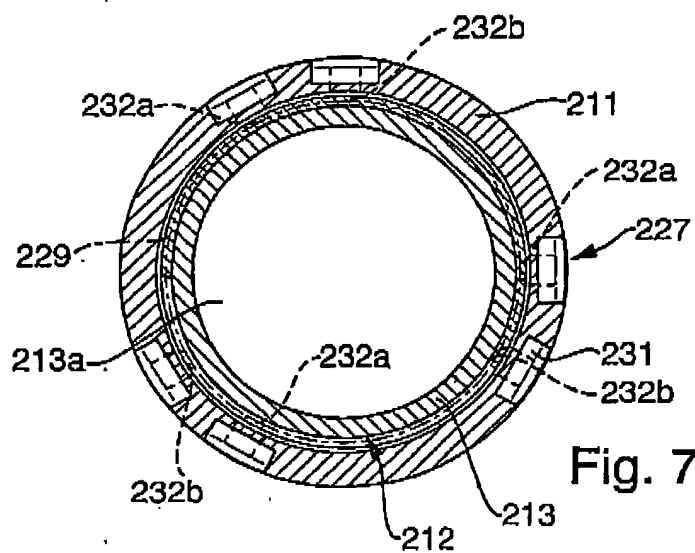
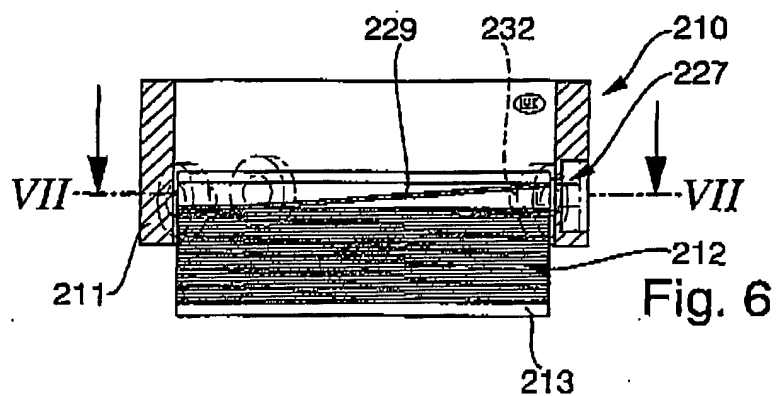


Fig. 8

ZEICHNUNGEN SEITE 4

Nummer:

DE 100 33 649 A1

Int. Cl.7:

F 16 H 25/20

Offenlegungstag:

15. Februar 2001

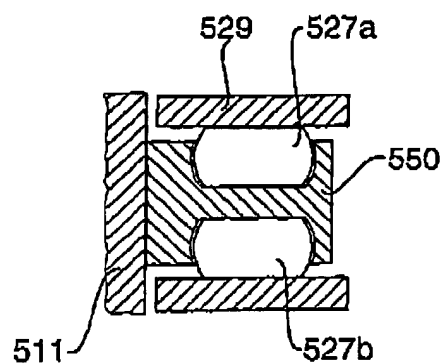


Fig. 11

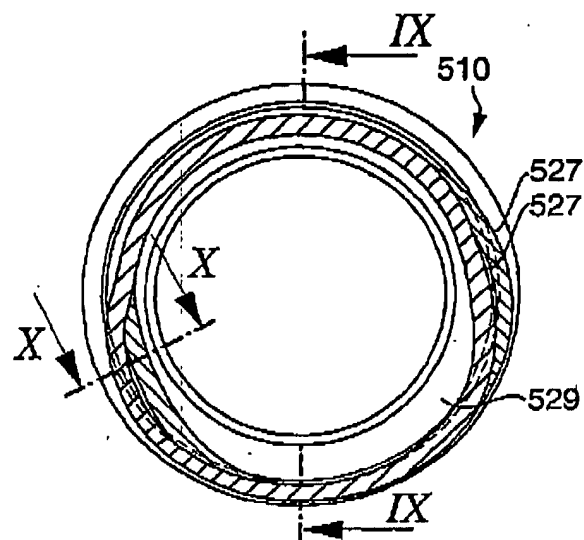


Fig. 9

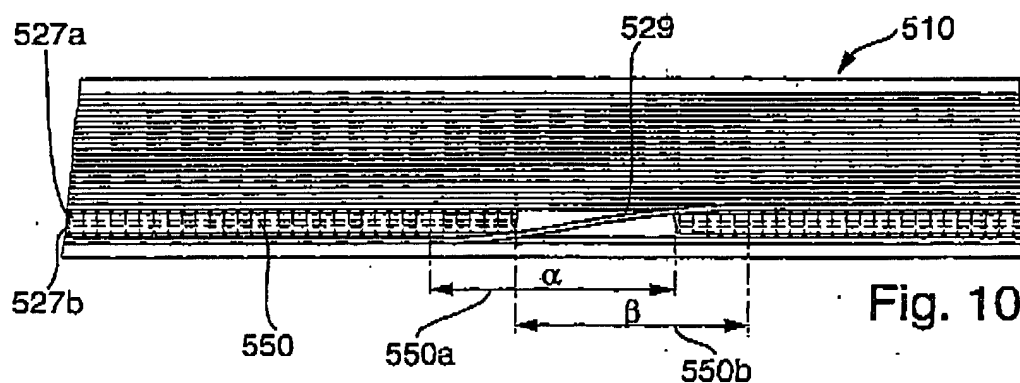


Fig. 10

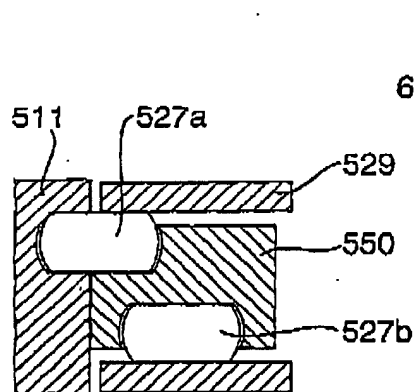


Fig. 11a

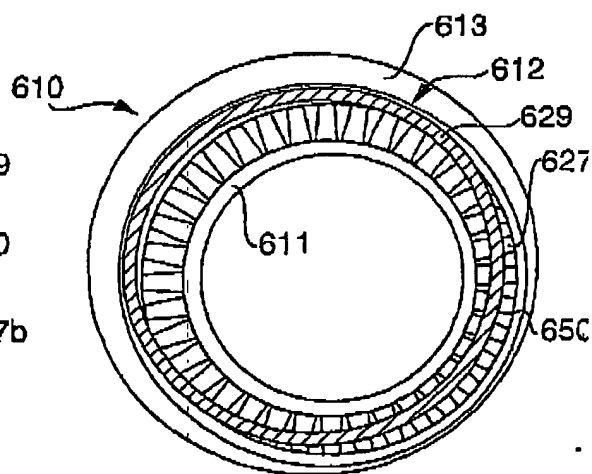


Fig. 12

ZEICHNUNGEN SEITE 6

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001

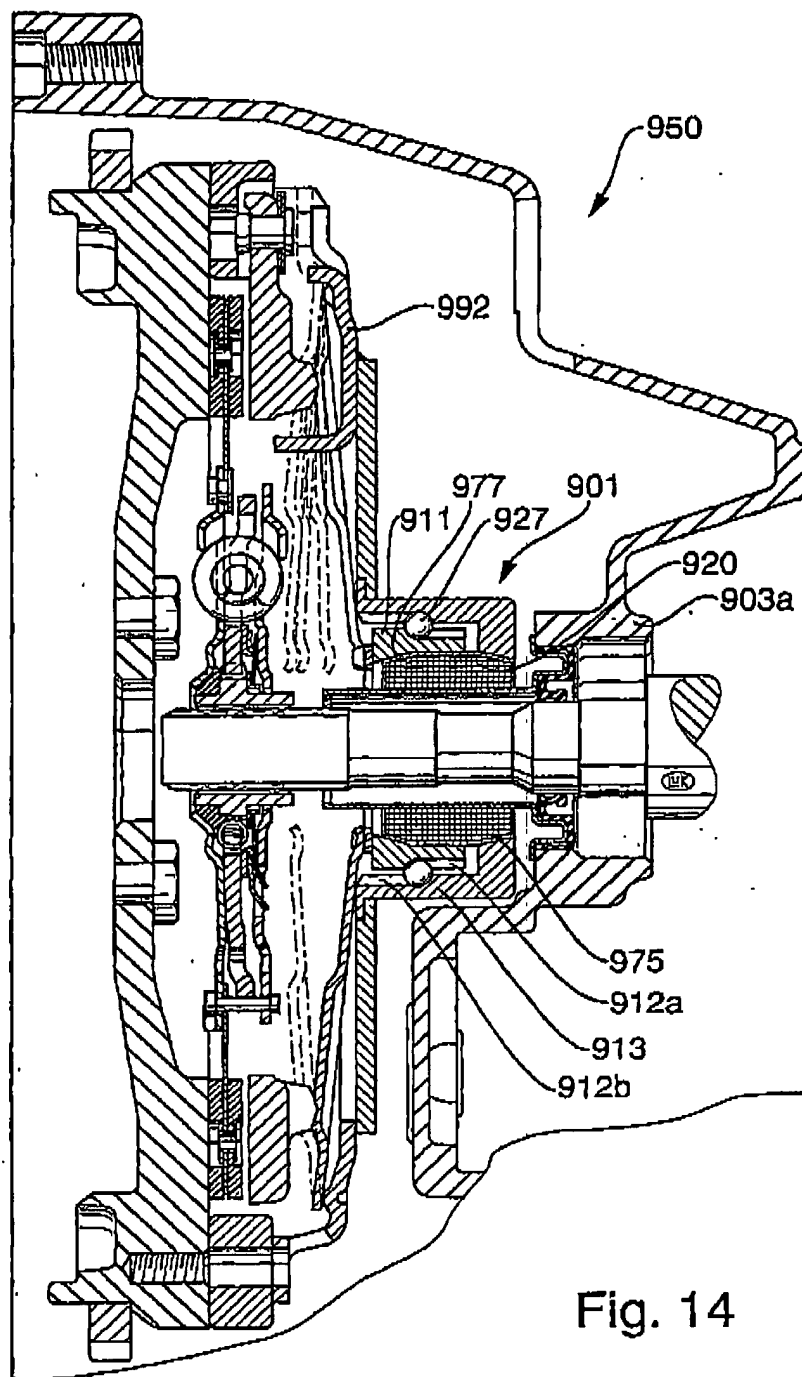
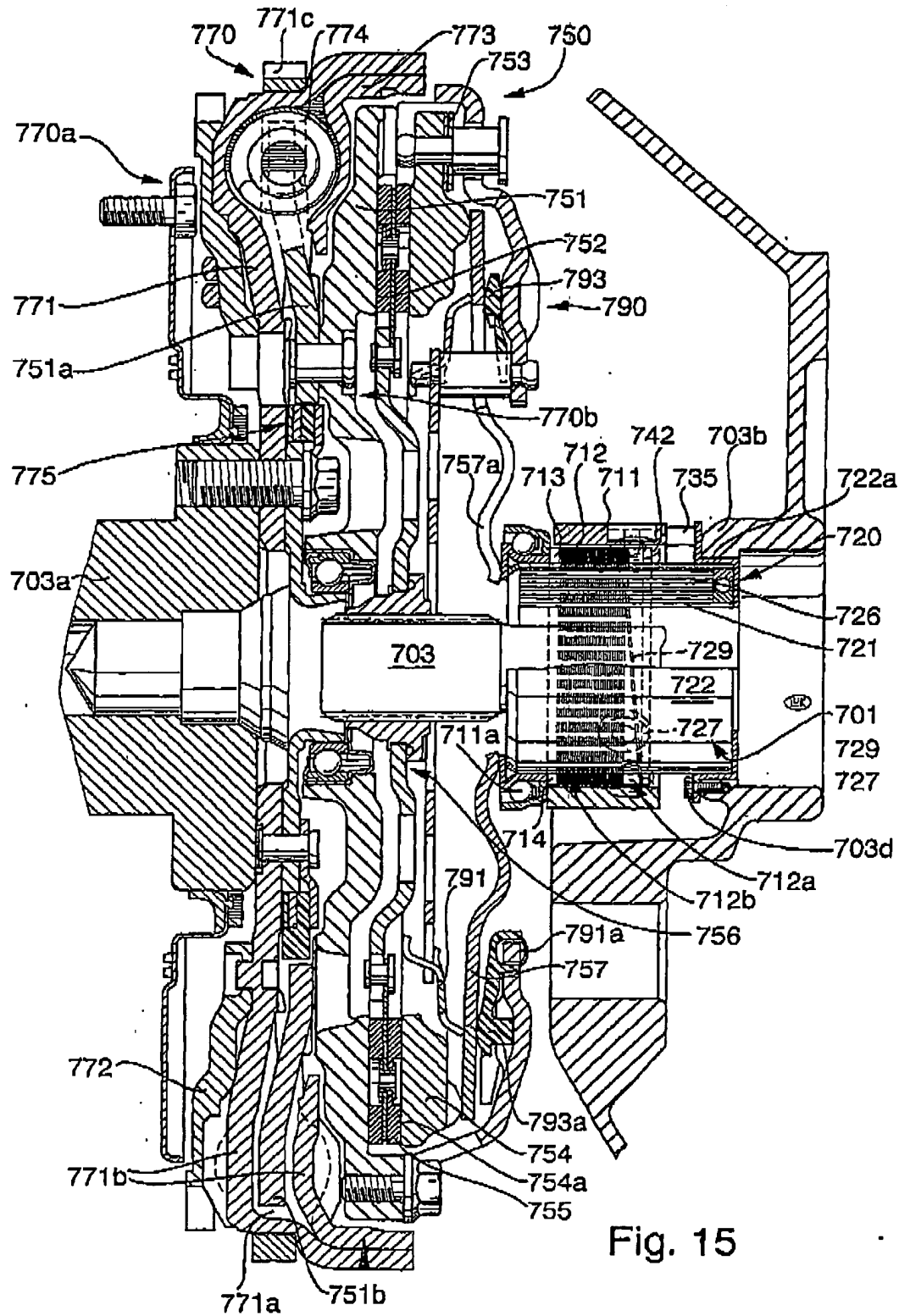


Fig. 14

ZEICHNUNGEN SEITE 7

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:

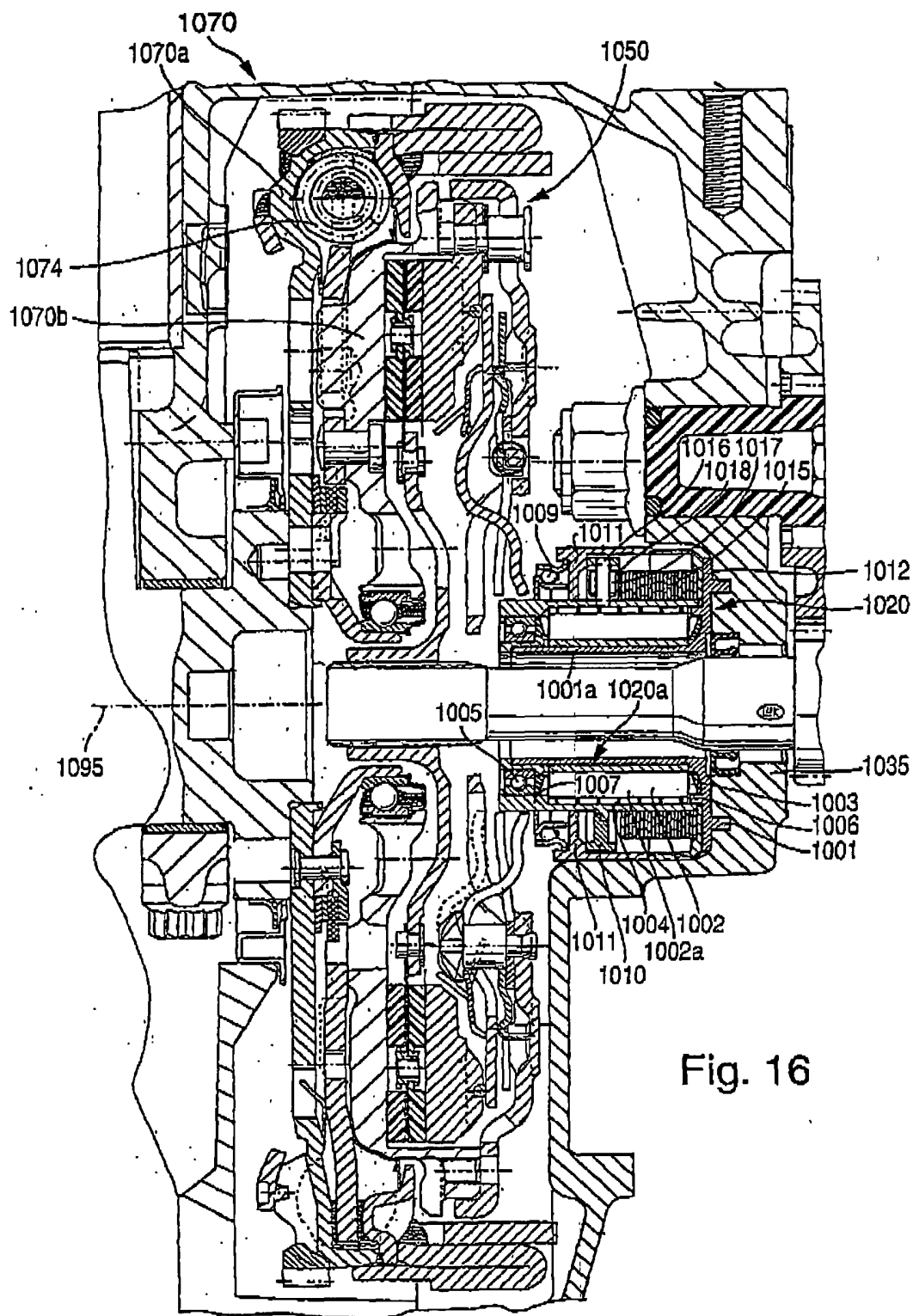
DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001



ZEICHNUNGEN SEITE 8

Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:

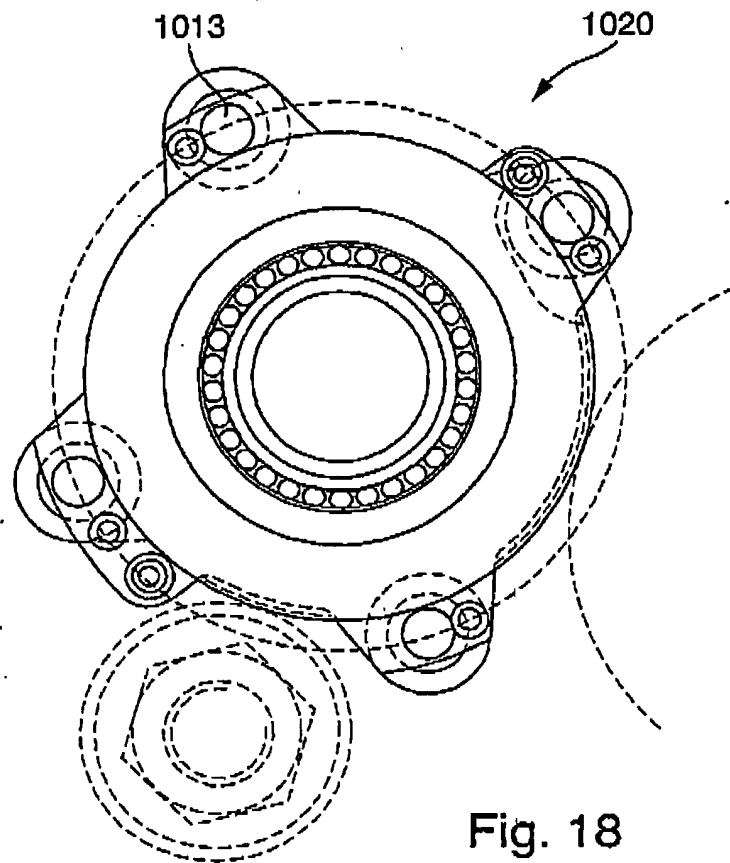
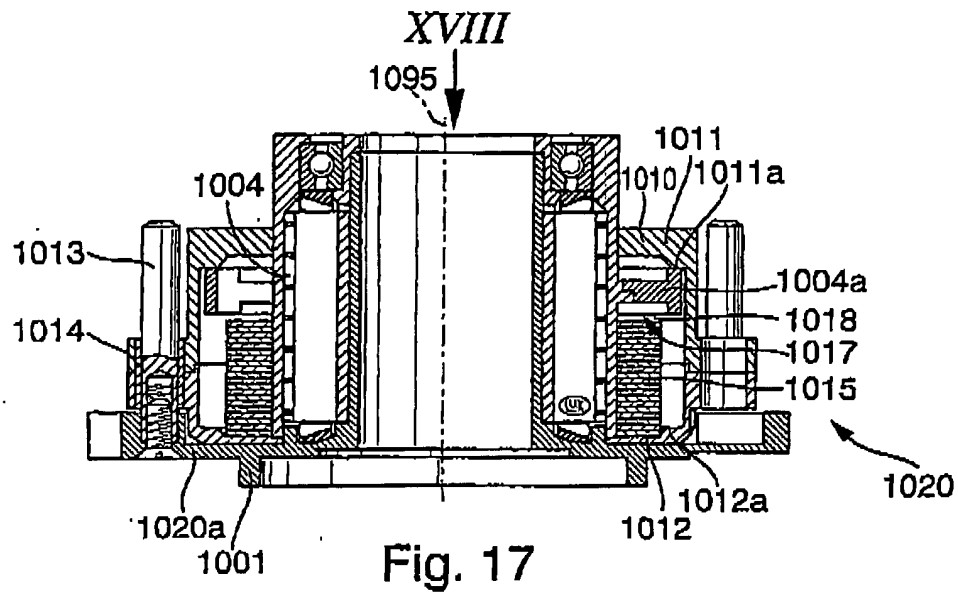
DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001



ZEICHNUNGEN SEITE 9

Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001



ZEICHNUNGEN SEITE 10

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001

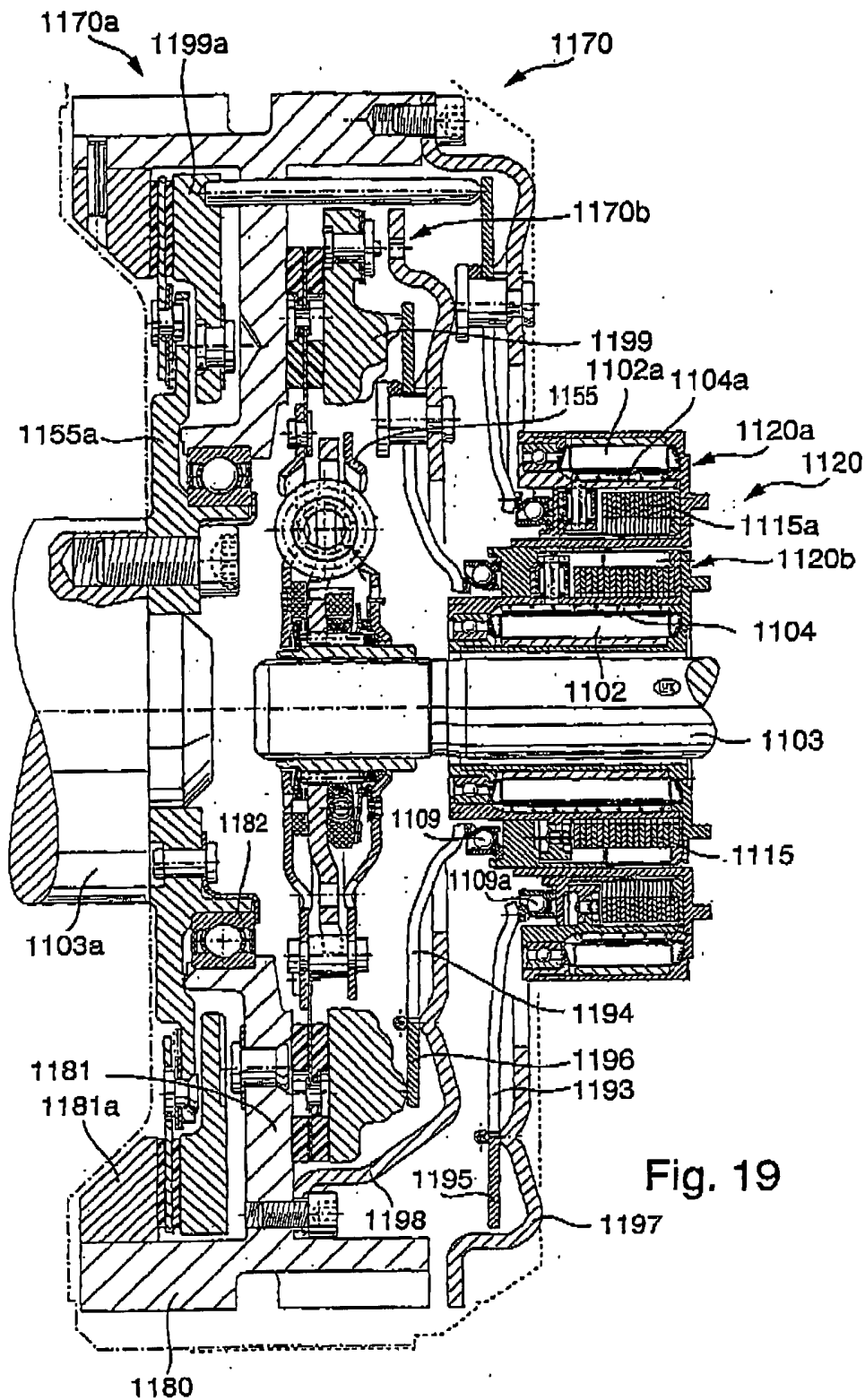
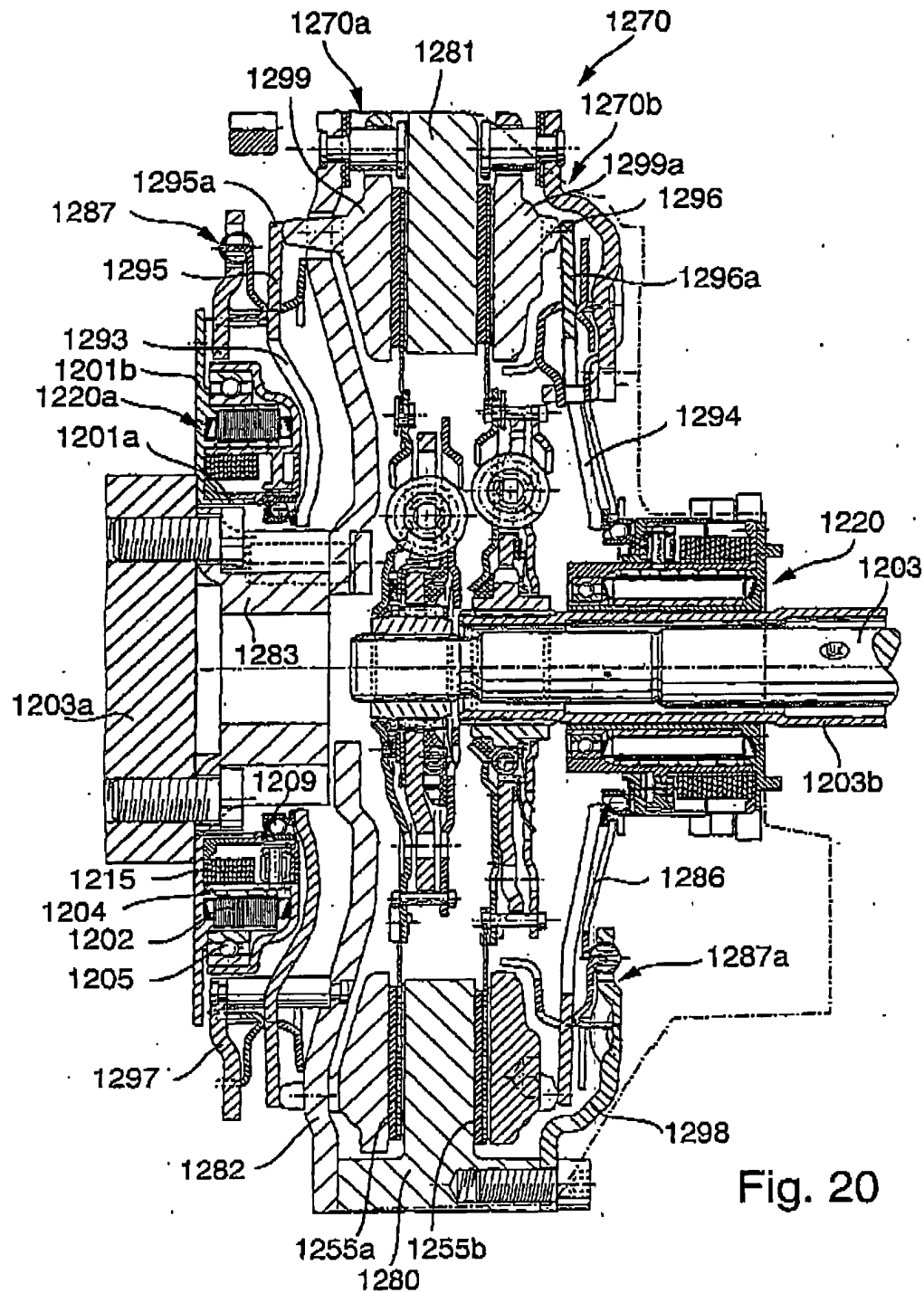


Fig. 19

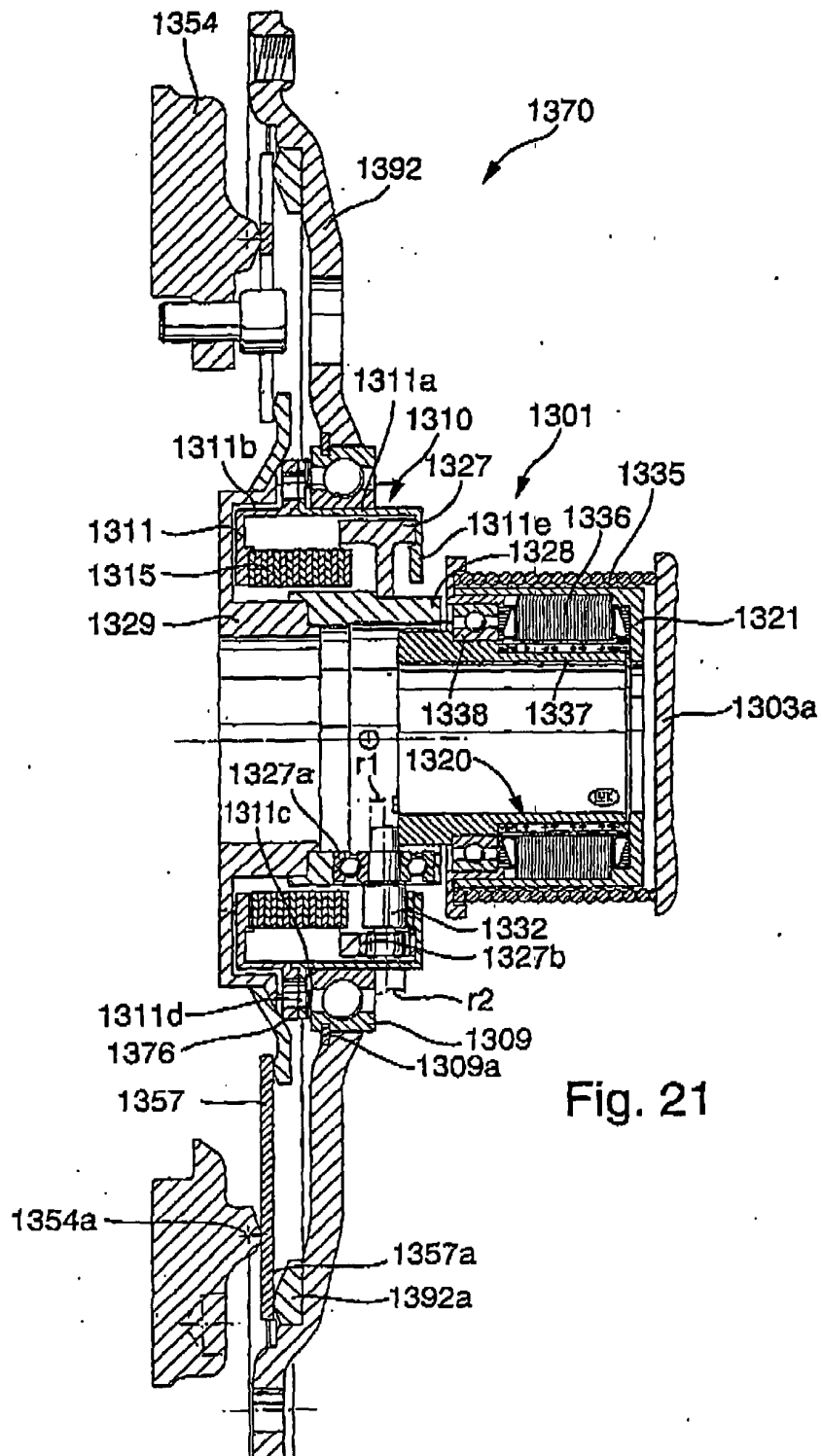
ZEICHNUNGEN SEITE 11

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001

ZEICHNUNGEN SEITE 12

Nummer:
Int. Cl.7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001



ZEICHNUNGEN SEITE 14

Nummer:

DE 100 33 649 A1

Int. Cl. 7:

F 16 H 25/20

Offenlegungstag:

15. Februar 2001

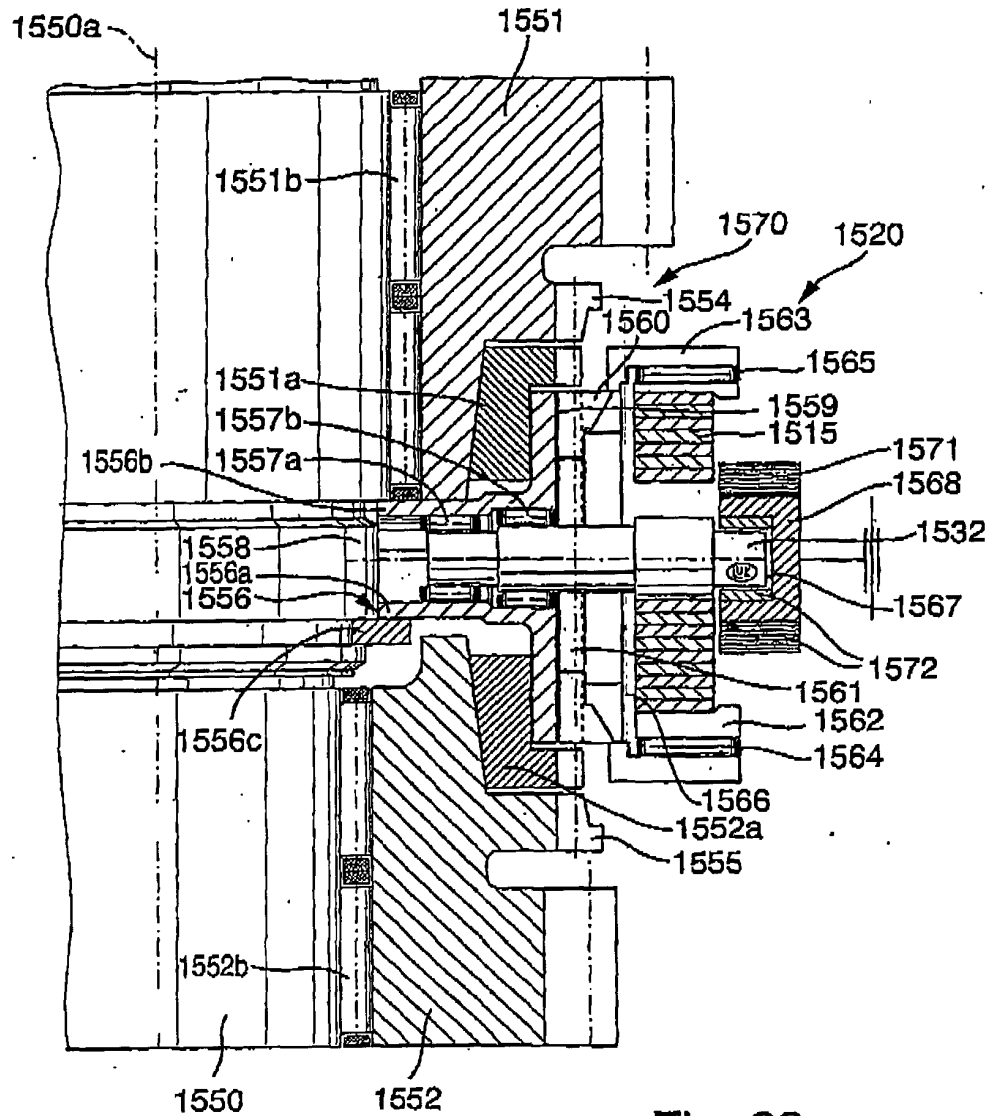
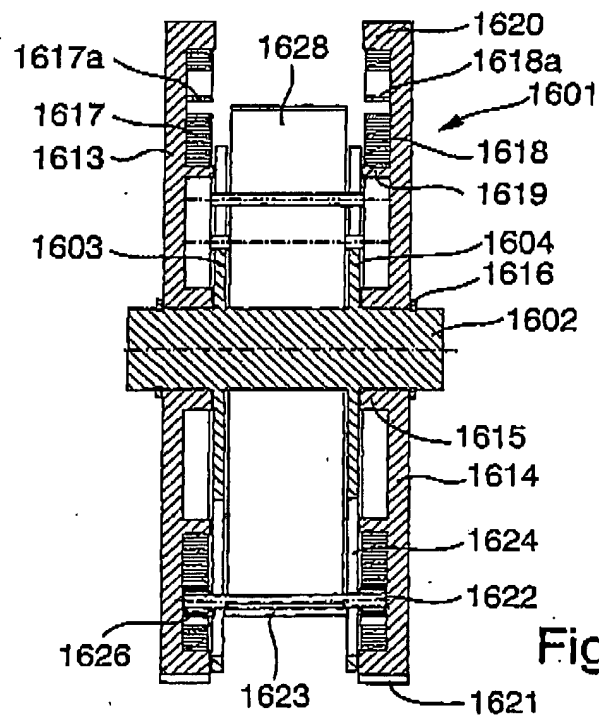
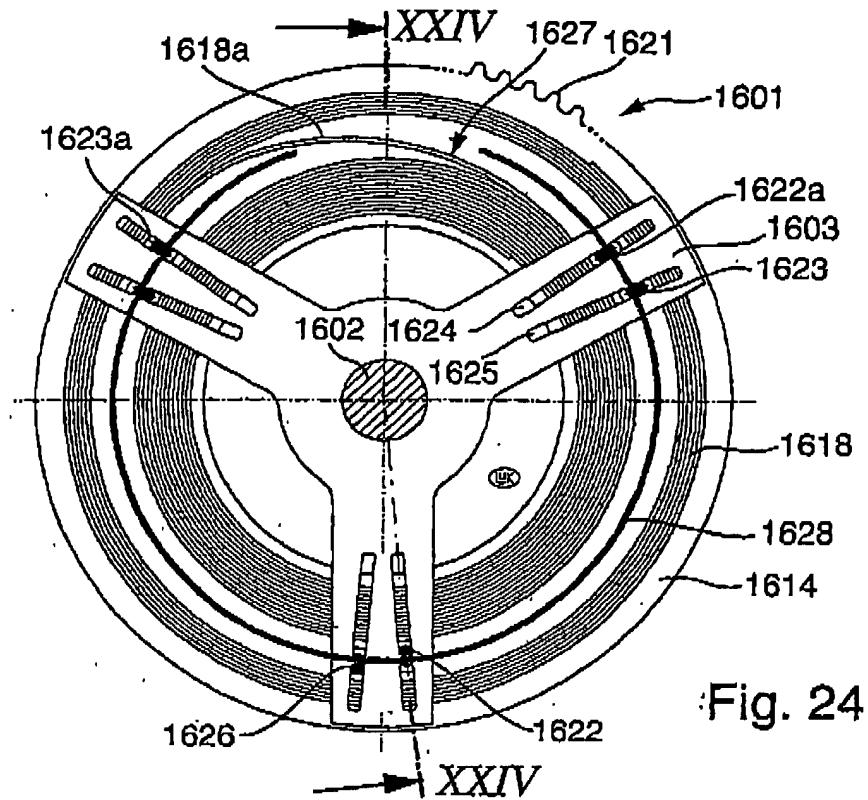


Fig. 23

ZEICHNUNGEN SEITE 15

Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001



ZEICHNUNGEN SEITE 16

Nummer:
Int. Cl.?:
Offenlegungstag:

DE 100 33 649 A1
F 16 H 25/20
15. Februar 2001

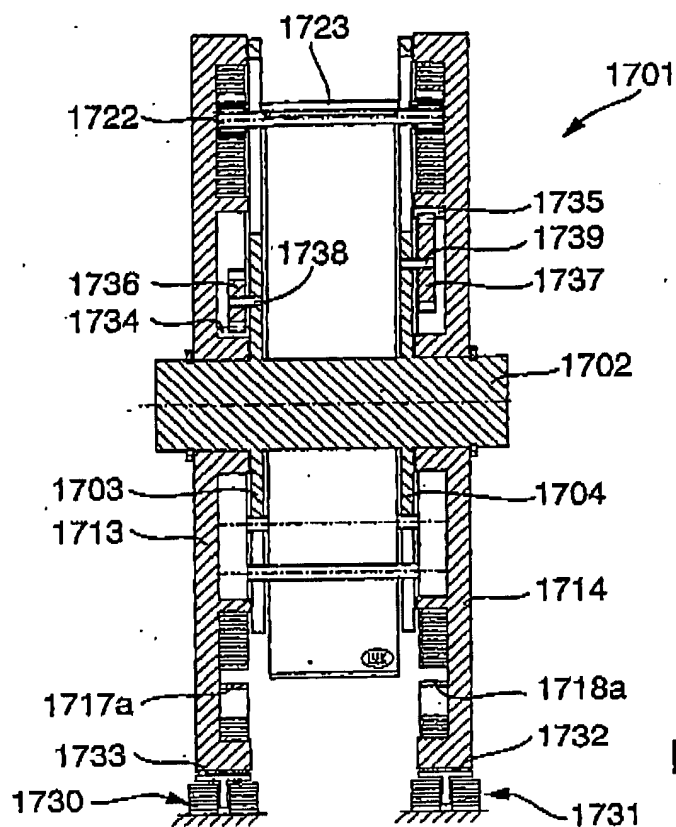


Fig. 26